



# Caractérisation des fonctions de transfert d'organes hydrauliques en régimes cavitant et non-cavitant

Artem Marie-Magdeleine

## ► To cite this version:

Artem Marie-Magdeleine. Caractérisation des fonctions de transfert d'organes hydrauliques en régimes cavitant et non-cavitant. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG; Université de Grenoble, 2013. Français. NNT : . tel-01011968

**HAL Id: tel-01011968**

**<https://theses.hal.science/tel-01011968>**

Submitted on 30 Jun 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Mécanique des Fluides, Procédés, Energétique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Artem/MARIE-MAGDELEINE**

Thèse dirigée par **Regiane/FORTES-PATELLA** et  
codirigée par **Nicolas/MARCHAND**  
préparée au sein des **Laboratoires LEGI et Gipsa-lab**  
dans l'**École Doctorale IMEP2**  
et du **Centre National d'Etudes Spatiales**

# Caractérisation des fonctions de transfert d'organes hydrauliques en régimes cavitant et non-cavitant

Thèse soutenue publiquement le **24/06/2013**,  
devant le jury composé de :

**M. Jean-Luc REBOUD**

Professeur de l'Université de Grenoble, Président du jury

**Mme Regiane FORTES-PATELLA**

Professeure de Grenoble-INP, Directrice de thèse

**M. Nicolas MARCHAND**

Maitre d'enseignement et de recherche, Grenoble-INP, Codirecteur

**M. Jacques CHARLEY**

Maitre de l'enseignement et de recherche, ENSAM Lille, Rapporteur

**M. Hassan HAMMOURI**

Professeur de l'Université Claude Bernard de Lyon, Rapporteur

**M. Jérôme DEHOUE**

CNES Division des Lanceurs, Examineur

**M. Jérémie TOUTIN**

Snecma Division des Moteurs Spatiaux, Examineur

**M. Alain BOYER**

EDF Département Mécanique des Fluides, Energie et Environnement,  
Examineur







## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Mécanique des Fluides, Procédés, Energétique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Artem/MARIE-MAGDELEINE**

Thèse dirigée par **Regiane/FORTES-PATELLA** et

codirigée par **Nicolas/MARCHAND**

préparée au sein des **Laboratoires LEGI et Gipsa-lab**

dans l'École Doctorale **IMEP2**

et du **Centre National d'Etudes Spatiales**

# Caractérisation des fonctions de transfert d'organes hydrauliques en régimes cavitant et non-cavitant

Thèse soutenue publiquement le **24/06/2013**,  
devant le jury composé de :

**M. Jean-Luc REBOUD**

Professeur de l'Université de Grenoble, Président du jury

**Mme Regiane FORTES-PATELLA**

Professeure de Grenoble-INP, Directrice de thèse

**M. Nicolas MARCHAND**

Maitre d'enseignement et de recherche, Grenoble-INP, Codirecteur

**M. Jacques CHARLEY**

Maitre de l'enseignement et de recherche, ENSAM Lille, Rapporteur

**M. Hassan HAMMOURI**

Professeur de l'Université Claude Bernard de Lyon, Rapporteur

**M. Jérôme DEHOUVE**

CNES Division des Lanceurs, Examineur

**M. Jérémie TOUTIN**

Snecma Division des Moteurs Spatiaux, Examineur

**M. Alain BOYER**

EDF Département Mécanique des Fluides, Energie et Environnement,  
Examineur



## Sommaire général

Résumé.....	1
Abstract .....	1
Remerciements .....	3
0. Introduction : contexte de l'étude et problématique POGO .....	4
0.1. Généralités sur la fusée Ariane .....	5
0.2. Notions sur les inducteurs et turbopompes.....	6
0.3. Notions de base relatives à la cavitation.....	7
0.4. Phénomène POGO.....	12
0.5. Présentation de l'approche système, matrices de transfert dynamiques d'organes cavitants .....	14
La résistance : modèle simplifié .....	15
L'inductance .....	16
La capacité.....	16
Modélisation RLC.....	18
0.6. Description du travail de thèse : besoin du banc Cavhyte .....	19
Problématique de la thèse .....	19
Méthodologie du travail.....	19
Structure du manuscrit.....	20
1. Présentation des modèles RLC des pompes en régime cavitant .....	23
1.1. Notion de matrice de transfert .....	23
1.2. Diagramme de Bode.....	23
1.3. Importance des termes de phase.....	24
1.4. Organigramme de la méthodologie générale adoptée : mesure, post-traitement, identification .....	25
1.5. Présentation du modèle de Brennen d'un inducteur cavitant.....	26
1.6. Modèle de Pilipenko.....	28
1.7. Modèle de Snecma pour une pompe en cavitation .....	30
1.7.1. Modèle d'inducteur .....	30
1.7.2. Modèle de Snecma pour un rouet centrifuge .....	31
1.8. Modèle de Tsujimoto .....	31
1.9. Modèles de Rubin et de Wang .....	32
1.10. Modèle de Rzentkowski .....	33
1.11. Séparation entre le terme source et le terme modulé .....	34
1.12. Analyse des gains statiques des coefficients.....	35

# Sommaire et notations

---

1.13.	Conclusion .....	38
2.	Débitmétrie instationnaire. Méthode des trois capteurs pour la reconstitution du débit.....	40
2.1.	Cahier de charges pour la débitmétrie instationnaire .....	40
2.2.	Etude bibliographique sur la méthode de la débitmétrie instationnaire choisie .....	40
2.2.1.	Principe général de la méthode .....	41
2.2.2.	Equations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement .....	42
2.2.3.	Equations de Saint-Venant .....	43
2.2.4.	Ecriture sous forme de matrice de transfert.....	44
2.2.5.	Hypothèse sur la masse volumique.....	46
2.2.6.	Etablissement des équations d'ondes montante-descendante .....	47
2.2.7.	Passage en transformée de Fourier .....	48
2.3.	Evaluation de la méthode proposée via des simulations numériques .....	50
2.3.1.	Principe de la méthode des caractéristiques .....	50
2.3.2.	Résultats de la simulation .....	53
2.3.3.	Reconstitution de la célérité .....	53
2.3.4.	Equation d'onde montante-descendante .....	54
2.4.	Evaluation de la précision pour une mesure entachée d'erreur.....	56
2.4.1.	Type d'erreurs de mesure .....	56
2.4.2.	Loi de propagation des incertitudes.....	57
2.4.3.	Cas expérimental : mise en évidence de l'erreur du calibrage .....	58
2.5.	Synthèse exécutive sur l'application de la méthodologie au traitement et post-traitement des signaux .....	59
3.	Présentation des méthodes de caractérisation des matrices de transfert utilisées.....	61
3.1.	Principes de l'identification système.....	61
3.1.1.	Qu'est-ce qu'une identification du système?.....	61
3.1.2.	Pourquoi identifier un système ? .....	62
3.1.3.	Approches paramétriques et non-paramétriques .....	62
3.1.4.	Approche boîte blanche, boîte grise, boîte noire.....	63
3.1.5.	Choix du signal d'excitation.....	63
3.1.6.	Pré-traitement des données .....	65
3.1.7.	Outils permettant d'évaluer la complexité du système .....	65
3.1.8.	Présentation des différents modèles d'estimation .....	66
3.1.8.1.	Empirical transfer function estimation ETFE .....	66
3.1.8.2.	Moindres carrés.....	67

## Sommaire et notations

---

3.1.8.3.	Facteur d'oubli.....	68
3.1.8.4.	Modèles régressifs.....	69
3.1.9.	Cas des systèmes à entrées-sorties multiples MIMO.....	71
3.1.10.	Tests de validation numérique.....	72
3.1.11.	Résumé des étapes d'identification.....	73
3.1.12.	Identification des systèmes non-linéaires.....	74
3.2.	Outil Matlab Identification système.....	74
3.3.	Procédé d'identification d'un organe en cavitation.....	74
3.4.	Critère de décolinéarisation.....	76
3.5.	Principe de l'interpolation rationnelle par l'approximant de Padé.....	79
3.5.1.	Explication de la méthode.....	80
3.5.2.	Test de la robustesse de l'approximation vis-à-vis du bruit d'entrée.....	81
3.6.	Présentation de l'algorithme ARMAX MIMO LMS avec filtre de Kalman et facteur d'oubli.....	82
3.6.1.	Approche par filtre de Kalman.....	85
3.6.2.	Facteur d'oubli.....	85
3.6.3.	Exemple de test.....	86
3.6.3.1.	Convergence des paramètres.....	86
3.6.3.2.	Tests de blancheur et de décorrélation.....	87
3.6.3.3.	Critique des résultats.....	88
3.7.	Conclusion.....	89
4.	Réalisation du banc Cavhyte.....	92
4.1.	Feedback expérimental.....	92
4.1.1.	Banc d'essais à l'ONERA exploité par [DORDAIN 1974].....	92
4.1.2.	Banc d'essais SESAME à l'ENSAM Lille.....	93
4.1.3.	Campagne BIO2 au CREMHyG.....	94
4.1.4.	Banc d'essais NASA LPPTF.....	96
4.1.5.	Test d'injecteur diesel Moehwald-Bosch.....	97
4.1.6.	Test d'application sur le banc DERAP.....	98
4.1.7.	Mesure du débit instationnaire sur un écoulement d'huile.....	99
4.2.	Présentation des composants du banc Cavhyte et de leur modélisation RLC.....	100
4.2.1.	Vue d'ensemble du banc.....	100
4.2.2.	Présentation des composants hydrauliques.....	101
4.2.2.1.	Conduites.....	101
	Modélisation RLC d'une conduite.....	102

## Sommaire et notations

---

4.2.2.2.	Coudes .....	103
	Modélisation RLC du coude .....	103
4.2.2.3.	Capacités .....	104
	Présentation du modèle RLC d'accumulateur .....	105
	Analyse des résultats .....	108
4.2.2.4.	Vannes anti-cavitantes .....	108
4.2.2.5.	Modulateur .....	110
4.2.2.6.	Réservoirs .....	114
4.2.2.7.	Autres composants du circuit .....	115
4.3.	Organes à caractériser .....	115
4.3.1.1.	Présentation de la veine à divergent radial .....	115
	Modèle RLC de la veine radiale divergente .....	116
4.3.1.2.	Pompe Centrifuge Siebec .....	119
4.3.1.3.	Inducteur spatial HM7 .....	121
4.4.	Simulation RLC du banc d'essais .....	122
4.4.1.	Outil d'étude d'influences .....	122
4.4.2.	Outil de choix d'accumulateurs .....	124
4.5.	Mise en place de l'instrumentation pour la mesure de la pression fluctuante et du débit instationnaire .....	133
4.5.1.	Choix des capteurs de pression .....	133
4.5.2.	Fils et câbles .....	135
4.5.3.	Implémentation dans la boucle .....	135
4.5.4.	Conditionnement, acquisition et traitement du signal .....	137
4.6.	Conclusion .....	138
5.	Essais sur le banc .....	141
5.1.	Protocole d'essais .....	141
5.1.1.	Protocole global .....	141
5.1.2.	Protocole de chaque campagne .....	141
5.2.	Instrumentation .....	143
5.3.	Configurations du banc testées .....	144
5.3.1.	Configuration du bilan technique .....	144
5.3.2.	Configuration avec deux accumulateurs .....	145
5.3.3.	Configuration Vanne anti-cavitante .....	147
5.3.4.	Configuration pour la campagne VDR .....	148

# Sommaire et notations

---

5.3.5.	Configuration pour la campagne Siebec .....	151
5.4.	Conclusion .....	154
6.	Post-traitement des mesures : résultats expérimentaux.....	156
6.1.	Affichage des signaux temporels et fréquentiels .....	156
6.2.	Essais de démarrage du modulateur .....	156
6.3.	Détermination de la célérité du son.....	158
6.3.1.	Rappel du principe.....	158
6.3.2.	Application de la formule théorique .....	160
6.3.3.	Coup de marteau.....	160
6.3.4.	Robustesse vis-à-vis des incertitudes : bruit .....	161
6.3.5.	Robustesse vis-à-vis des incertitudes : erreur de calibrage .....	162
6.3.6.	Méthode itérative de l'évaluation de la célérité .....	162
6.3.6.1.	Résultats sur quelques essais .....	163
6.3.6.2.	Résultats sur une campagne d'essais .....	164
6.3.7.	Méthode par algorithme d'optimisation.....	164
6.4.	Extrapolation des pressions fluctuantes .....	167
6.5.	Calcul débit fluctuant .....	169
6.6.	Comportement des autres variables durant l'acquisition de la pression fluctuante .....	169
6.7.	Conclusion .....	170
7.	Identification de la fonction de transfert des organes testés .....	172
7.1.	Rappel de la méthode .....	172
7.1.1.	Ecriture générale de la fonction de transfert d'un élément .....	172
7.2.	Estimation de la fonction de transfert empirique d'après l'expérience .....	172
7.3.	Rappel d'identification en utilisant la méthode ARMAX.....	173
7.4.	Identification du double coude .....	174
7.4.1.	Modèle théorique de fonction de transfert d'un élément de conduite .....	174
7.4.2.	Utilisation des fréquences harmoniques.....	174
7.4.3.	Diagrammes de Bode obtenus pour une configuration sans vanne anti-cavitante et discussion .....	175
7.4.4.	Tests sur la configuration avec VAC .....	176
7.5.	Identification de la VDR.....	177
7.5.1.	Premier régime.....	177
7.5.1.1.	Gain de pression .....	178
7.5.1.2.	Inductance .....	179



## Sommaire et notations

---

7.5.1.3.	Compressibilité .....	180
7.5.1.4.	Gain du débit .....	181
7.5.2.	Présentation du second régime de la cavitation de la VDR .....	182
	.....	183
7.5.3.	VDR en second régime : cavitation développée .....	183
7.5.3.1.	Gain de Pression .....	183
7.5.3.2.	Inductance .....	184
7.5.3.3.	Compressibilité .....	185
7.5.3.4.	Gain du débit .....	186
7.5.4.	Second régime : cavitation intermédiaire .....	187
7.5.4.1.	Gain de pression .....	187
7.5.4.2.	Inductance .....	188
7.5.4.3.	Compressibilité .....	189
7.5.4.4.	Gain du débit .....	190
7.5.5.	Discussion sur les résultats d'identification de la VDR .....	190
7.6.	Identification d'un accumulateur .....	192
7.6.1.	Intérêt de l'organe .....	192
7.6.2.	Modèle RLC de l'accumulateur .....	193
7.6.3.	Modèle RLC de l'accumulateur couplé à la conduite .....	193
7.6.4.	Résultats des post-traitements de la fonction de transfert d'accumulateur .....	194
7.6.4.1.	Campagne Siebec Régime non-cavitant .....	194
7.6.4.2.	Identification d'accumulateur lors de la campagne Siebec en régime cavitant .....	203
7.6.4.3.	Conclusion de l'identification d'accumulateur .....	203
7.7.	Identification de la pompe Siebec .....	204
7.7.1.	Présentation de l'organe .....	204
7.7.2.	Rappel de la modélisation RLC .....	204
7.7.3.	Campagne en régime non-cavitant .....	206
7.7.4.	Campagne en régime cavitant .....	217
7.7.5.	Comparaison aux résultats de [BRENNEN 1982] .....	236
7.7.6.	Etude d'influence des termes croisés sur les termes diagonaux .....	237
7.7.7.	Conclusion de l'étude de la pompe .....	241
7.8.	Synthèse sur les résultats d'identification .....	241
	Conclusion et perspectives du travail de thèse .....	242
	Références Bibliographiques .....	245

## Liste des figures

Figure 0.1 : La fusée Ariane 5 .....	4
Figure 0.2 : Cycles moteur (source : Snecma) .....	5
Figure 0.3 : Turbopompe HM7B en coupe (source : Snecma) .....	6
Figure 0.4 : Une aube cavitante (source [FRANC 2004]) .....	7
Figure 0.5 : Zones d'instabilités de cavitation (source : Snecma) .....	8
Figure 0.6 : Différents régimes critiques de cavitation (source [FRANC 2004]) .....	9
Figure 0.7 : Courbe de chute de performance, Siebec A19.....	10
Figure 0.8 : Courbe caractéristique de la pompe Siebec A19 .....	11
Figure 0.9 : Inducteurs en cavitation (source : universités de Pise, de Californie, d'Osaka) .....	12
Figure 0.10 : Schéma du principe du phénomène POGO (source : Snecma) .....	12
Figure 0.11 : Quelques solutions anti-pogo. Source : NASA.....	13
Figure 0.12 : Schéma général RLC hydraulique .....	14
Figure 0.13 : Schéma d'un accumulateur de type surge shaft (source : [NICOLET 2007]).....	17
Figure 0.14 : Modèle RLC d'un inducteur et un rouet.....	18
Figure 1.1 : Organigramme de la méthodologie appliquée .....	26
Figure 1.2 : Modélisation RLC d'un inducteur proposée par Pilipenko .....	28
Figure 1.3 : Schéma RLC du modèle d'inducteur Snecma .....	30
Figure 1.4 : Modélisation en T pour le rouet.....	31
Figure 1.5 : Réponse d'un système avec $Z_c = -C_p$ à une variation de la pression d'entrée .....	35
Figure 1.6 : Réponse d'un système avec $Z_M = 1 - M_p$ à une variation du débit d'entrée .....	36
Figure 2.1 : Méthode de la débitmetrie instationnaire par KDP [Source : Dordain 1974].....	41
Figure 2.2 : Schéma d'un tronçon intensimétrique.....	49
Figure 2.6c : Charge simulée, avec perte de charges .....	53
Figure 2.6d : Débit simulé avec perte de charges .....	53
Figure 2.6b : Débit simulé, cas sans perte de charges .....	53
Figure 2.6a : Charge simulée, sans perte de charges .....	53
Figure 2.7 : Débit simulé.....	55
Figure 2.8 : Débit reconstitué.....	55
Figure 2.10a : Débit simulé $\sin t^2$ .....	56
Figure 2.10b : Débit reconstitué $\sin t^2$ .....	56
Figure 2.11 : Analyse de Monte-Carlo sur l'erreur de la mesure du débit.....	57
Figure 2.13a : Débit simulé.....	59
Figure 2.13b : Débit reconstitué en prenant compte des erreurs dues au bruit et au calibrage .....	59
Figure 3.1 : Allure du signal binaire pseudo-aléatoire .....	64
Figure 3.2 : Allure du chirp (temps en abscisse).....	65
Figure 3.3 : Densité spectrale d'un chirp (fréquence en abscisse).....	65
Figure 3.4 : Représentation pour ETFE.....	67
Figure 3.5 : Schéma d'un modèle ARX.....	70
Figure 3.6 : Schéma d'un modèle ARMAX.....	70
Figure 3.7 : Schéma d'un modèle OE.....	71
Figure 3.8 : Schéma du processus d'identification.....	73
Figure 3.9 : Test de linéarité, gain .....	75
Figure 3.10 : Test de linéarité du Venturi cavitant, phase .....	76
Figure 3.11 : Critère de décolinéarisation .....	78

## Sommaire et notations

Figure 3.12 : Diagrammes de Bode associés (Gain de pression) .....	78
Figure 3.13 : Exemple d'application d'algorithme d'interpolation rationnelle .....	81
Figure 3.14 : Convergence de l'erreur .....	87
Figure 3.15 : Convergence des termes de la matrice de transfert (gauche) comparée au cas haute fréquence .....	87
Figure 3.16 : Test de Blancheur .....	87
Figure 3.17 : Test de décorrélation .....	88
Figure 3.18 : Diagramme de Bode – (inductance pompe) Gains des coefficients de la matrice de transfert, comparée avec la campagne fréquence par fréquence (à droite).....	88
Figure 3.19 : Diagramme de Bode – (inductance pompe) Phase des coefficients de la matrice de transfert comparée avec la campagne fréquence par fréquence (à droite).....	88
Figure 4.1 : Schéma du banc d'essais à l'ONERA .....	92
Figure 4.2 : Schéma de la boucle SESAME.....	93
Figure 4.3 : Schéma de la ligne d'admission du banc BIO2 .....	95
Figure 4.4 : NASA Lewis Pump perturbations test facility .....	96
Figure 4.5 : Schéma du dispositif de test d'injecteur Diesel .....	97
Figure 4.6 : Dispositif de test de la méthode des trois capteurs.....	98
Figure 4.7 : Schéma du banc expérimental pour étudier un écoulement d'huile.....	99
Figure 4.8 : Circuit électronique permettant de mesurer une différence de pression .....	99
Figure 4.9 : Schéma du banc, configuration VDR modulateur amont.....	100
Figure 4.10 : Schéma d'un tronçon unitaire (EPRI2), photo d'une bride DIN2635 DN40 (Zetamec) ..	101
Figure 4.11 : Schéma d'un coude .....	103
Figure 4.12 : Schéma d'un accumulateur Olaer EHV .....	104
Figure 4.13 : Réponse du banc hydraulique en fonction de la capacité .....	105
Figure 4.14 : Diagramme d'atténuation pour l'accumulateur Olaer EHV 0.2 donnée par le fabricant .....	106
Figure 4.15 : Modèle surge shaft de l'accumulateur .....	106
Figure 4.16 : Gain de l'accumulateur recalculé par Matlab en utilisant le modèle Surge Shaft .....	108
Figure 4.17 : Vanne anti-cavitante. Principe .....	109
Figure 4.18 : Schéma d'une TAL, brevet CETIM.....	110
Figure 4.19 : Hypothèse de la modélisation du banc Cavhyte .....	110
Figure 4.20 : Vue du dessus du modulateur .....	111
Figure 4.21 : Support du modulateur .....	112
Figure 4.22 : Schéma de la bielle du modulateur.....	113
Figure 4.23 : Consigne du couple moteur .....	114
Figure 4.24 : Schémas des réservoirs R1 et R2 .....	115
Figure 4.25 : Veine VDR .....	116
Figure 4.26 : Schéma de la veine VDR .....	116
Figure 4.27 : Pertes de charge pour un débit instationnaire [LONGATTE 1998] .....	118
Figure 4.28 : Pompe Siebec .....	119
Figure 4.29 : Courbes de performances données par le constructeur. Source : Siebec .....	120
Figure 4.30 : Schéma RLC du modèle de Snecma.....	121
Figure 4.31 : Schéma RLC du modèle de Pilipenko .....	121
Figure 4.32 : Réponse du banc en fonction de la capacité d'accumulateur, conduite en PVC .....	123
Figure 4.33 : Réponse du banc en fonction de la capacité d'accumulateur, conduite en acier.....	124

## Sommaire et notations

Figure 4.34 : Schéma du banc Cavhyte, configuration VDR modulateur amont.....	127
Figure 4.35 : Modes système .....	128
Figure 4.36 : Déphasage du signal au niveau des sections de mesure .....	129
Figure 4.37 : Amplitude de signaux de pression pour des fréquences de 20 et 50 Hz sur les capteurs .....	130
Figure 4.38 : Module des rapports du débit et de pression par rapport au débit modulé .....	131
Figure 4.39 : Les modes système, les modules P/Qx et Q/Qx, phase P/Qx (abscisse : fréquence Hz, ordonnée : position) .....	132
Figure 4.40 : Capteur PCB 112A22 .....	133
Figure 4.41 : Capteur Keller 21Y .....	133
Figure 4.42 : Schéma du câble coaxial.....	135
Figure 4.43 : Proposition du bossage pour un capteur piézoélectrique .....	136
Figure 4.44 : Schéma du bossage pour le capteur de pression .....	137
Figure 5.1 : Organigramme d'essais .....	143
Figure 5.2 : Configuration du banc N°1 .....	144
Figure 5.3 : Configuration du banc N°2 .....	145
Figure 5.4 : Amplitude des fluctuations de pression en Pa .....	146
Figure 5.5 : Configuration vanne anti-cavitante .....	147
Figure 5.6 : Configuration campagne VDR .....	148
Figure 5.7 : Le premier et le second régimes de cavitation .....	150
Figure 5.8 : Configuration du banc Cavhyte pour la campagne Siebec .....	151
Figure 5.9 : Courbes caractéristiques de la pompe pour les différents régimes et vitesses de rotation .....	152
Figure 5.10 : Courbe de chute de performance due à la cavitation.....	153
Figure 6.1 : Signal temporel de pression enregistré.....	156
Figure 6.2 : Spectre fréquentiel du signal de pression .....	156
Figure 6.3 : Démarrage du modulateur à débit nul.....	157
Figure 6.4 : Pressions lues à débit nul .....	157
Figure 6.5 : Démarrage du modulateur à 1.6L/s Débit.....	157
Figure 6.6 : Démarrage du modulateur à 1.6L/s Débit, zoom.....	158
Figure 6.7 : Schéma du tronçon intensimétrique.....	158
Figure 6.8 : Coup de marteau à débit nul.....	160
Figure 6.9 : Coup de marteau débit 1.6L/s, zoom .....	161
Figure 6.10 : Coup de marteau débit 1.6L/s.....	161
Figure 6.11 : Les valeurs de la célérité .....	163
Figure 6.12 : Convergence de la valeur de célérité .....	164
Figure 6.13 : FFT des signaux de pression mesuré et reconstitué .....	165
Figure 6.14 : Graphe de l'erreur RMS.....	166
Figure 6.15 : Reconstitution de la pression avec une valeur précise de la célérité .....	166
Figure 6.16 : Reconstitution du débit.....	167
Figure 6.18a : Pression fluctuante près du modulateur .....	167
Figure 6.18b : Pression fluctuante près de l'organe.....	167
Figure 6.19 : Différence relative entre l'entrée et la sortie du modulateur.....	168
Figure 6.20 : pression extrapolée entrée-sortie modulateur .....	168
Figure 6.21 : Reconstitution du débit fluctuant .....	169

## Sommaire et notations

Figure 7.1 : Diagramme de Bode du gain des coefficients .....	175
Figure 7.2 : Diagramme de Bode de phase des coefficients .....	175
Figure 7.3 : module et phase du gain de pression .....	176
Figure 7.4 : Module et phase de l'inductance .....	176
Figure 7.5 : Module et phase de la compressibilité .....	176
Figure 7.6 : Module et phase du gain de débit .....	176
Figure 7.7 : Photo du premier régime de fonctionnement .....	178
Figure 7.11a : Diagramme de Bode, Gain, Gain de pression $Z_m$ .....	178
Figure 7.11c : Diagramme de Bode, Phase de Gain de pression $Z_m$ .....	178
Figure 7.11b : Gain de pression sur chirp .....	178
Figure 7.11d : Phase du gain de pression sur chirp .....	178
Figure 7.15a : Diagramme de Bode : gain d'Inductance $Z_L$ .....	179
Figure 7.15c : Diagramme de Bode : phase d'Inductance $Z_L$ .....	179
Figure 7.15b : Inductance sur chirp .....	179
Figure 7.15d : Phase d'inductance sur chirp .....	179
Figure 7.17a : Diagramme de Bode gain de compressibilité $Z_c$ .....	180
Figure 7.17b : Compressibilité sur chirp .....	180
Figure 7.19a : Diagramme de Bode phase de compressibilité $Z_c$ .....	181
Figure 7.19b : Phase de compressibilité sur chirp .....	181
Figure 7.21a : Diagramme de Bode gain de Gain du débit $Z_M$ .....	181
Figure 7.21b : Gain du débit sur chirp .....	181
Figure 7.23a : Diagramme de Bode phase de Gain du débit $Z_M$ .....	182
Figure 7.23b : Phase de gain du débit sur chirp .....	182
Figure 7.25a : VDR dans le régime de cavitation naissante .....	182
Figure 7.25b : VDR en régime de cavitation intermédiaire .....	182
Figure 7.26 : VDR dans le régime de cavitation développée .....	183
Figure 7.27 : Gain de pression VDR second régime cavitation développée .....	183
Figure 7.28 : Inductance de la VDR second régime, cavitation développée .....	184
Figure 7.29 : Compressibilité de la VDR, second régime, cavitation développée .....	185
Figure 7.30 : Gain du débit de la VDR, second régime, cavitation développée .....	186
Figure 7.31 : Diagramme de Bode du gain de pression de la VDR, second régime, cas de la cavitation intermédiaire .....	187
Figure 7.32 : Diagramme de Bode de l'inductance de la VDR au second régime, cavitation intermédiaire .....	188
Figure 7.33 : Diagramme de Bode de la compressibilité de la VDR au second régime, cas de la cavitation intermédiaire .....	189
Figure 7.34 : Diagramme de Bode du gain du débit au second régime, cas de la cavitation intermédiaire .....	190
Figure 7.35 : Systèmes correcteurs anti-Pogo [LARSEN 2008] .....	192
Figure 7.36 : Critères de décolinéarisation pour $Q=1.0$ et $1.2L/s$ .....	195
Figure 7.37 : Critères de décolinéarisation pour $Q=1.4$ et $1.6L/s$ .....	195
Figure 7.38 : Gain de pression pour $Q=1.0L/s$ .....	196
Figure 7.39 : Gain de pression pour $Q=1.2L/s$ .....	196
Figure 7.40 : Gain de pression pour $Q=1.4L/s$ .....	196
Figure 7.41 : Gain de pression pour $Q=1.6L/s$ .....	197

## Sommaire et notations

---

Figure 7.42 : Inductance pour $Q=1.0L/s$ .....	198
Figure 7.43 : Inductance pour $Q=1.2L/s$ .....	198
Figure 7.44 : Inductance pour $Q=1.4L/s$ .....	198
Figure 7.45 : Inductance pour $Q=1.6L/s$ .....	198
Figure 7.46 : Compressibilité pour $Q=1.0L/s$ .....	199
Figure 7.47 : Compressibilité pour $Q=1.2L/s$ .....	199
Figure 7.48 : Compressibilité pour $Q=1.4L/s$ .....	200
Figure 7.49 : Compressibilité pour $Q=1.6L/s$ .....	200
Figure 7.50 : Gain du débit pour $Q=1.0L/s$ .....	200
Figure 7.51 : Gain du débit pour $Q=1.2L/s$ .....	201
Figure 7.52 : Gain du débit pour $Q=1.4L/s$ .....	201
Figure 7.53 : Gain du débit pour $Q=1.6L/s$ .....	201
Figure 7.54 : Gain de pression .....	202
Figure 7.55 : Inductance .....	202
Figure 7.56 : Compressibilité .....	203
Figure 7.57 : Gain du débit .....	203
Figure 7.58 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 45Hz cavitant .....	204
Figure 7.59 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 45Hz non cavitant .....	205
Figure 7.60 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 50Hz cavitant .....	205
Figure 7.61 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 50Hz non cavitant .....	205
Figure 7.62 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 45Hz cavitation) .....	206
Figure 7.63 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 45Hz non cavitant) .....	206
Figure 7.64 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 50Hz cavitation) .....	206
Figure 7.65 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 50Hz non cavitant) .....	206
Figure 7.66 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient de gain de pression .....	207
Figure 7.67 : Courbes expérimentales interpolées du coefficient de gain de pression .....	207
Figure 7.68 : Phase et gain de l'inductance de l'accumulateur, régime cavitant 45Hz .....	208
Figure 7.69 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient d'inductance .....	208
Figure 7.70 : Courbes expérimentales interpolées d'inductance .....	209
Figure 7.71 : Phase et gain de la compressibilité de l'accumulateur, régime cavitant 45Hz .....	209
Figure 7.72 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient de compressibilité .....	210
Figure 7.73 : Courbes expérimentales interpolées de compressibilité .....	210
Figure 7.74 : Phase et gain du gain du débit, accumulateur 45Hz régime cavitant .....	211
Figure 7.75 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient du gain du débit .....	211
Figure 7.76 : Courbes expérimentales interpolées du gain du débit .....	211
Figure 7.77 : Critère de décolinéarisation pour $Q=1.0L/s$ .....	215
Figure 7.78 : Critère de décolinéarisation pour $Q=1.2L/s$ .....	215
Figure 7.79 : Critère de décolinéarisation pour $Q=1.4L/s$ .....	215
Figure 7.80 : Critère de décolinéarisation pour $Q=1.6L/s$ .....	216
Figure 7.81 : Gain de pression pour $Q=1.0L/s$ .....	216
Figure 7.82 : Gain de pression pour $1.2L/s$ .....	217



## Sommaire et notations

Figure 7.83 : Gain de pression pour $Q=1.4\text{L/s}$ .....	217
Figure 7.84 : Gain de pression pour $Q=1.6\text{L/s}$ .....	217
Figure 7.85 : Inductance pour $Q=1.0\text{L/s}$ .....	218
Figure 7.86 : Inductance pour $Q=1.2\text{L/s}$ .....	218
Figure 7.87 : Inductance pour $Q=1.4\text{L/s}$ .....	218
Figure 7.88 : Inductance pour $Q=1.6\text{L/s}$ .....	218
Figure 7.89 : Inductance (opposée, -TP12) d'une pompe centrifuge évaluée par [ANDERSON 1971]. Source : [BRENNEN 1994].....	219
Figure 7.90 : Compressibilité pour $Q=1.0\text{L/s}$ .....	220
Figure 7.91 : Compressibilité pour $Q=1.2\text{L/s}$ .....	220
Figure 7.92 : Compressibilité pour $Q=1.4\text{L/s}$ .....	220
Figure 7.93 : Compressibilité pour $Q=1.6\text{L/s}$ .....	221
Figure 7.94 : Gain du débit pour $Q=1.0\text{L/s}$ .....	221
Figure 7.95 : Gain du débit pour $Q=1.2\text{L/s}$ .....	221
Figure 7.96 : Gain du débit pour $Q=1.4\text{L/s}$ .....	222
Figure 7.97 : Gain du débit pour $Q=1.6\text{L/s}$ .....	222
Figure 7.98 : Gain de pression de la pompe Siebec, à partir d'un signal chirp .....	222
Figure 7.99 : Inductance de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp .....	223
Figure 7.100 : Compressibilité de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp .....	223
Figure 7.101 : Gain du débit de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp.....	223
Figure 7.102 : Gain de pression moyen sur 50 calculs ARMAX .....	224
Figure 7.103 : Inductance moyenne sur 50 calculs ARMAX .....	224
Figure 7.104: Compressibilité moyenne sur 50 calculs ARMAX .....	224
Figure 7.105 : Gain du débit moyen sur 50 calculs ARMAX .....	224
Figure 7.106 : Célérité retrouvée par l'algorithme itératif en régime non cavitant à 45Hz.....	226
Figure 7.107 : Test de coup de marteau en régime 50Hz cavitant .....	226
Figure 7.108 : Spectre du signal de pression et amplitude de la célérité estimée à partir des harmoniques, essai à 50Hz, régime pompe 50Hz en cavitation .....	227
Figure 7.109 : Erreur de reconstitution de la pression.....	227
Figure 7.110 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 45Hz cavitant.....	228
Figure 7.111 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 45Hz non cavitant .....	228
Figure 7.112 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 50Hz cavitant.....	229
Figure 7.113 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 50Hz non cavitant .....	229
Figure 7.114 : Courbe de chute de performance de la pompe Siebec.....	230
Figure 7.115 : Gain de pression en régime 45Hz cavitant.....	231
Figure 7.116 : Gain de pression en régime 45Hz non cavitant.....	231
Figure 7.117 : Gain de pression en régime 50Hz cavitant.....	231
Figure 7.118 : Gain de pression en régime 50Hz non cavitant.....	232
Figure 7.119 : Courbes moyennes du gain de pression .....	232
Figure 7.120 : Courbes interpolées pour le gain de pression.....	233
Figure 7.121 : Gain de pression pour la pompe en cavitation, coefficient du débit $q_p=0.54$ (a : inducteur, b: rouet, v : inducteur + rouet), pour différents coefficients de cavitation $\sigma$ : les points blancs – $\sigma=0.06$ , points horizontaux – $\sigma=0.12$ , points verticaux – $\sigma=0.22$ . Source : [PILIPENKO 1989] .....	234



## Sommaire et notations

---

Figure 7.122 : Gain de pression pour la pompe en cavitation, coefficient du débit $q_p=0.48$ (a : inducteur, b: rouet, v : inducteur + rouet), pour différents nombres de cavitation k : les points blancs – k=0.10, points horizontaux – k=0.15, points verticaux – k=0.22. Source : [PILIPENKO 1989] .....	234
Figure 7.123 : Inductance en régime 45Hz cavitant.....	235
Figure 7.124 : Inductance en régime 45Hz non cavitant.....	235
Figure 7.125 : Inductance en régime 50Hz cavitant.....	235
Figure 7.126 : Inductance en régime 50Hz non cavitant.....	235
Figure 7.127 : Inductance moyenne comparée.....	236
Figure 7.128 : Inductance interpolée comparée .....	236
Figure 7.129 : Compressibilité en régime 45Hz cavitant.....	237
Figure 7.130 : Compressibilité en régime 45Hz non cavitant.....	238
Figure 7.131 : Compressibilité en régime 50Hz cavitant.....	238
Figure 7.132 : Compressibilité en régime 50Hz non cavitant.....	238
Figure 7.133 : Variation de $\partial V k \partial P e$ en fonction de la fréquence pour $q=0.54$ (a), ou $q=0.48$ (b), source : [PILIPENKO 1989].....	239
Figure 7.134 : Comparaison des courbes moyennes de la compressibilité .....	240
Figure 7.135 : Comparaison des courbes interpolées pour la compressibilité .....	240
Figure 7.136 : Gain du débit en régime 45Hz cavitant .....	241
Figure 7.137 : Gain du débit en régime 45Hz non cavitant.....	241
Figure 7.138 : Gain du débit en régime 50Hz cavitant .....	241
Figure 7.139 : Gain du débit en régime 50Hz non cavitant.....	242
Figure 7.140 : Courbes moyennes comparées du gain du débit .....	242
Figure 7.141 : Courbes interpolées comparées du gain du débit .....	242
Figure 7.142 : Fonctions de transfert obtenues pour l'inducteur de 10.2cm de diamètre de [BRENNEN 1982] en régime de cavitation. Parties réelles sont affichées en trait plein, parties imaginaires en pointillés .....	243
Figure 7.143 : Déphasage des termes pour la campagne 45Hz cavitant .....	245
Figure 7.144 : Déphasage des termes pour la campagne 50Hz cavitant .....	245
Figure 7.145 : Déphasage des termes pour la campagne 45Hz non-cavitant.....	245
Figure 7.146 : Déphasage des termes pour la campagne 50Hz non-cavitant.....	246
Figure 7.147 : Module et phase de l'impédance à l'entrée de la pompe d'après [PILIPENKO 1989] pour le coefficient du débit 0.54 pour le cas a et 0.48 pour le cas b et pour les différentes pressions d'entrée (notations gardées de la Figure 7.121 et de la Figure 7.122) .....	247
Figure 7.148 : Gain de l'impédance à l'entrée de la pompe, régimes 45Hz cavitant (à gauche), 45Hz non cavitant (à droite). Unités : $m^{-1}.s^{-1}$ .....	247

## Notations

### *Lettres latines*

### *Grandeur (unité)*

a	célérité dans le milieu fini, m/s
a, b, c	coefficients du vecteur des paramètres
na, nb, nc	ordres du vecteur des paramètres
A, B, C, D	matrices de la représentation d'état
A, B, C	polynômes des modèles ARX, ARMAX, OE
A, B, C	séries de tronçon intensimétriques
A, B, C	matrices unitaires
A, B	ondes montante et descendante (m)
b	coefficient de chirp, $s^{-2}$
B <sub>1</sub>	coefficient d'élasticité de la poche de cavitation
B <sub>2</sub>	résistance négative de la poche de cavitation
c	célérité du son dans l'eau dans le milieu infini m/s, position du piston en m
C	capacité m.s <sup>2</sup> , opérateur statistique 'parmi', concentration (mol.L <sup>-1</sup> ), course (m), capacitance (Farad)
D, d	diamètre de la conduite (m)
d	nombre de paramètres du modèle
dt	pas d'échantillonnage (s)
Decoli	critère de décolinéarisation
e	épaisseur de la conduite (m), fonction de bruit
E	module de Young du matériau, module d'élasticité du fluide (Pa), vecteur d'erreurs de prédiction
f	fréquence (Hz), coefficient de frottement visqueux
g	pesanteur (m/s <sup>2</sup> )
G	fonction de transfert du système
h	hauteur de passage du fluide dans la Veine à Divergent Radial (m)
H	hauteur piézométrique, transformée de Fourier (mCE), fonction de transfert de perturbation
i, j	nombre d'Hamilton
I	fonction de Bessel modifiée du second type
J	fonction de dégradation
k	nombre de cavitation de Pilipenko, nombre d'onde en m <sup>-1</sup> , numéro d'échantillon, coefficient de pertes de charge
K	coefficient de raideur, Matrice de transfert par longueur unitaire
K <sub>f</sub>	coefficient de frottement (s <sup>-1</sup> )
K <sub>cp</sub>	coefficient d'Henri (mol.L <sup>-1</sup> .bar <sup>-1</sup> )
l	longueur (m)
L	inductance hydraulique, (m <sup>-1</sup> )
m	coefficient dans la matrice de transfert, gain de pression
$\dot{m}$	débit massique temporel
M	matrice de transfert, Coefficient de Brennen
N	nombre total d'échantillons
n	fréquence de rotation de la pompe (Hz)
p	pression temporelle (Pa), variable de Laplace (s <sup>-1</sup> ), ordre du polynôme numérateur Padé
P	pression- transformée de Fourier (Pa), filtre de Kalman
q	débit massique temporel (kg/s), ordre du polynôme dénominateur Padé, variable -transformée en z

## Sommaire et notations

---

$q_p$	coefficient du débit de Pilipenko
$q_v$	débit volumique temporel ( $m^3/s$ )
$Q$	débit massique, transformée de Fourier (kg/s)
$Q_v$	débit volumique, transformée de Fourier ( $m^3/s$ )
$r$	coordonnée radiale (m), retard
$R$	fonction de corrélation temporelle, Résistance hydraulique en $m^{-1}.s^{-1}$ , Rayon de la conduite (m),
$s$	pas inter aubes (m)
$S$	section ( $m^2$ )
$t$	variable temps s
$T$	période s
$u$	fonction d'entrée
$u, v$	vitesse en espace temporel (m/s)
$U$	vitesse, transformée de Fourier ( $m.s^{-1}$ )
$v$	fonction de perturbation
$V$	volume du fluide, différence de potentiel (V)
$w$	vitesse relative (m/s)
$x$	abscisse m, variable qualconque
$X$	erreur relative
$y$	fonction de sortie, déplacement du piston (m), ordonnée (m)
$Y$	complexe conjugué du vecteur d'entrée
$z$	altitude (m)
$Z$	impédance hydraulique
$Z_a, Z_b, Z_c$	Impédances hydrauliques variables suivant le modèle choisi
$ZP$	terme de matrice de transfert dans le modèle de Brennen

### ***Lettres grecques***

### ***Grandeur (unité)***

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	coefficients de la matrice
$\beta$	angle d'attaque
$\gamma$	gradient, Coefficient d'impédance, poids spécifique, indice adiabatique
$\delta$	variation par rapport à la valeur moyenne
$\Delta$	amplitude de fluctuation, variation, différence entrée-sortie
$\varepsilon$	dégradation du signal, constante diélectrique du matériau
$\epsilon$	coefficient (inverse de sigma) dans le modèle de Brennen, erreur de prédiction, erreur sur le vecteur fréquentiel
$\zeta$	coefficient géométrique de la pompe
$\eta$	erreur de mesure dans l'espace temporel, perturbation du modèle par rapport au système réel
$\theta$	vecteur des paramètres à optimiser
$\lambda$	facteur d'oubli, valeur propre d'une matrice, coefficient de frottement
$\mu$	viscosité dynamique (Pa.s)
$\nu$	viscosité cinématique ( $m^2.s^{-1}$ )
$\Xi$	matrice d'observations
$\rho$	masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )
$\varsigma$	masse (kg)
$\sigma$	coefficient de cavitation, écart-type d'erreur de mesure
$\tau$	temps de corrélation, s
$\phi, \varphi$	coefficient du débit, phase d'un nombre complexe, coefficient de pondération, angle de la bielle du modulateur, colonne de la matrice d'observation

## Sommaire et notations

---

$\Phi$	transformée de Fourier de la fonction de corrélation, matrice d'observations
$\chi$	sous matrice-ligne d'observations, coefficient de compressibilité adiabatique
$\psi$	coefficient de surpression
$\omega$	pulsation en rad/s, coefficient de pondération
$\Omega$	pulsation de la rotation de la pompe rad/s

### *Acronymes et abréviations*

mcE	Mètre de colonne d'eau
VAC	Vanne Anti-Cavitante
TAL	Terminaison anéchoïque liquide
VDR	Veine Radiale Divergente
NPSP	Net Positive Suction pressure
NPSH	Net positive suction Head
ETFE	Empirical Transfer Function Evaluation
ARMAX	Auto-Recursive Moving Average Exogenous
dB	Décibel
OPPM	Onde plane progressive monochromatique
CNES	Centre national d'Etudes Spatiales
CREMHyG	Centre de recherches et d'essais des machines hydrauliques de Grenoble
LEGI	Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels
GIPSA	Grenoble Images Parole Signal Automatique
CANDU	Canada Deuterium Uranium
ESC	Etage supérieur cryogénique
RLC	Résistance-inductance-capacité
EPC	Etage principal cryogénique
SCP	Système correcteur POGO

### *Indices*

e	entrée
s	sortie
0	valeur moyenne, valeur (pulsation, fréquence) propre de résonance
~	valeur fluctuante
S	transformation isentropique
1, 2, 3	premier, deuxième, troisième capteur ou valeur propre
M	gain du débit
C	compressibilité
O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub>	dioxygène, diazote
i	interne
fluide	fluide dans le milieu infini
h	hydraulique
m	gain de pression
M	gain du débit
L	inductance
C	compressibilité
e	échantillonnage, entrée
s	sortie
i	interne

## Sommaire et notations

---

1,2,3	capteurs 1, 2, 3
em	entrée modulateur
sm	sortie modulateur
i, j	indices quelconques
B	Brennen
P	Pilipenko
r	retard
T	(tip) bout d'aubage
k	poche de cavitation (Pilipenko)
x	modulé (débit)
min	minimal
max	maximal
vap	vapeur
h	hydraulique
M	moteur
'	différence relative
^	valeur optimale
T, t	transposée
N	instant N
H	(Hacoc) Pompe

# **PhD Thesis Title : Characterisation of transfer functions of hydraulic components in cavitating and non-cavitating regimes**

## **Résumé**

Dans le cadre de l'amélioration des méthodes de modélisation du comportement hydraulique des moteurs à ergols liquides, il est important de disposer des méthodes d'identification expérimentale adaptées au besoin de caractérisation des fonctions de transfert des pompes en régime cavitant, notamment pour prédire les risques d'occurrence des phénomènes de couplage fluide-structure comme le Pogo. La matrice de transfert dynamique d'une pompe relie dans le domaine fréquentiel les fluctuations complexes (module + phase) de débit et de pression à l'entrée avec celles de sortie de la pompe. Par ailleurs, les mécanismes physiques qui régissent la réponse d'une pompe soumise à des fluctuations de pression et/ou de débit restent méconnus, ce qui rend aujourd'hui très difficile les prévisions théoriques. Dans le cadre des travaux développés, une nouvelle boucle d'essais a été mise en place permettant la mesure de la pression fluctuante et l'évaluation du débit fluctuant par une approche d'intensimétrie hydroacoustique. Une méthodologie d'essais a été mise en place sur le banc de test pour caractériser les fonctions de transfert de différents organes hydrauliques, notamment en régime cavitant, comme une pompe centrifuge. Ces travaux expérimentaux ont permis également d'alimenter et de valider les modèles de type « système » RLC utilisés pour la simulation du comportement acoustique du circuit. Les méthodologies d'essais, de post-traitement et de modélisation développés dans le cadre de cette thèse seront appliquées par l'industriel lors des essais dédiés sur le banc de test à des composants moteur.

## **Abstract**

During the enhancement of the liquid-propellant pump hydraulic behavior modelisation methods it is essential to have an adapted set of experimental techniques in order to perform a characterization of the transfer function of a cavitating pump, for example to predict the risk of the fluid-structure coupling phenomena, such as Pogo. The dynamic transfer matrix links inlet pressure and mass flow rate fluctuations to those at the outlet of the pump in the frequency domain. The future evolution of the French Ariane 5 rocket makes it necessary to enlarge the transfer matrix terms frequency validity domain. Furthermore, physical mechanisms conditioning pump response to the pressure and mass flow rate fluctuations remain unknown, thus making theoretical predictions very hard. During this PhD thesis, a new test loop was designed in order to evaluate the dynamic transfer functions of different hydraulic components, especially in a cavitating regime, such as a centrifugal pump. The experimental work also allowed validation of the system-type RLC models aiming at the simulation of the test facility acoustic behavior. The test, result processing, and modelisation methodologies developed during this thesis will be applied by the industrialist on the engine and other components test loops.

## **Mots clés**

Matrice de transfert, Cavitation, effet Pogo, Hydraulique, Intensimétrie hydroacoustique, Identification, modèle équivalent RLC

## **Keywords**

Transfer matrix, Cavitation, Pogo effect, Hydraulics, Hydroacoustic sound speed measurement, Identification, RLC equivalent models



## 0. Introduction : contexte de l'étude et problématique POGO

Le besoin de rendre les lanceurs de plus en plus performants – toujours plus légers et plus puissants, conduit au développement des étages supérieur et principal cryotechniques pour lequel les réservoirs sont faiblement pressurisés ce qui rend le phénomène de cavitation inévitable au niveau de la turbopompe. Le motoriste est donc confronté au risque d'instabilité POGO (décrit dans le paragraphe 0.4) pouvant affecter la dynamique du lanceur et provoquer des oscillations longitudinales allant jusqu'à la perte de l'appareil. Il est donc primordial lors du développement d'une pompe de l'étage supérieur cryogénique de savoir effectuer les études d'instabilité POGO afin d'évaluer les risques et si besoin est, de développer un système correcteur pour l'étage supérieur, comme cela a déjà été fait auparavant pour l'étage principal Vulcain. Le modèle hydraulique-propulsion de l'étage ESC couplé à la base aux modes vibratoires du composite supérieur (comprenant la coiffe, la charge utile, et la structure ESC) est classé en criticité élevée.

Le risque du POGO se produit à chaque fois qu'un mode de structure, dont la fréquence de résonance augmente lors du vol du fait de la diminution de la masse à cause de la consommation du carburant, coïncide avec un mode acoustique hydraulique dans la turbopompe. Lors des lancements fortement affectés par le POGO, l'ordre de grandeur des amplitudes des oscillations était de 5g alors qu'en règle générale, il se produit des oscillations de l'ordre de 0,2-0,5 g lors de l'intersection des modes. Tous les fabricants ayant des lanceurs à liquides ont été confrontés à ce phénomène.

Ce sont les structures de cavitation présentes au niveau de la turbopompe qui sont responsables des fluctuations de débit et de pression au niveau hydraulique. C'est donc l'étude du phénomène de cavitation qui permet aussi de résoudre le problème du risque POGO. En effet la cavitation est due généralement à la baisse de pression locale au niveau de l'extrados de l'inducteur, qui crée les bulles de vapeur lorsque la pression de vapeur saturante est atteinte. Par conséquent, les axes de l'étude du phénomène porteront surtout sur la cavitation et sur la modélisation numérique du comportement du lanceur sous forme équivalente à des composants électroniques RLC.



Figure 0.1 : La fusée Ariane 5

(source : ESA)

## 0.1. Généralités sur la fusée Ariane

La fusée Ariane 5 (représentée sur la figure 1) est composée de deux étages d'accélération à poudre de 6000 kN, assurant la poussée initiale pendant environ une à deux minutes, d'un étage principal cryotechnique Vulcain (fonctionnant avec de l'oxygène et hydrogène liquides), qui s'allume lui aussi au décollage et fonctionne pendant neuf minutes fournissant une poussée de 1000kN environ. Ensuite c'est l'étage supérieur cryotechnique HM7 (environ 100kN de poussée) qui prend le relais, jusqu'à la phase de mise en orbite de la charge utile, environ 10 tonnes. Celle-ci est protégée par une coiffe qui est larguée dès lors que le flux aérothermique est inférieur au flux solaire, soit environ à 110 km d'altitude, avant l'extinction du moteur de l'étage principal cryogénique. L'ordre de grandeur des vitesses en orbite est d'environ 4 km/s pour une orbite géostationnaire par exemple.

L'objet de cette thèse portera principalement sur les turbopompes de l'étage supérieur du lanceur, il convient donc d'expliquer le fonctionnement du cycle propulsif. Il en existe trois types : flux dérivé (Vulcain, HM7), Expander (Vinci), flux intégré (lanceurs russes), représentés sur la Figure 0.2. Comme on peut le remarquer, deux ergols sont utilisés dans un moteur-fusée, un combustible et un comburant, qui sont l'hydrogène et l'oxygène pour les moteurs cryogéniques de la fusée Ariane 5.

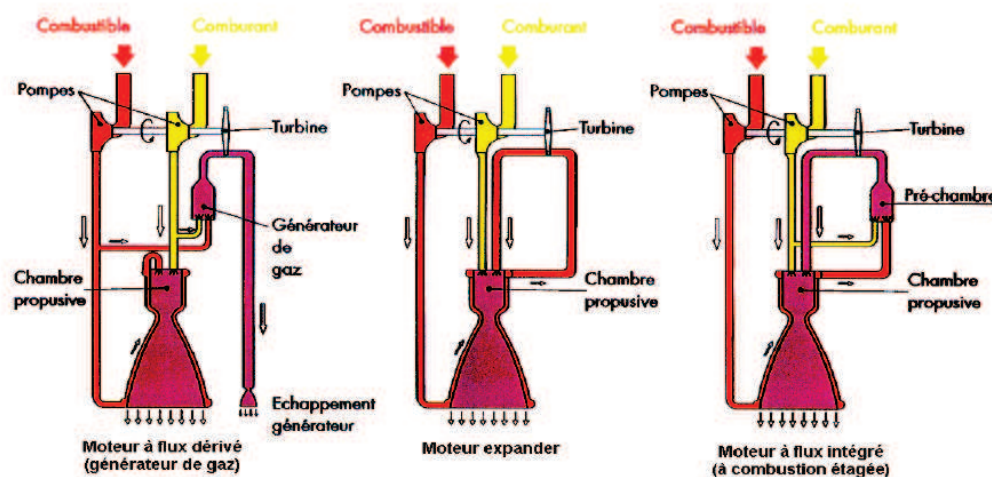


Figure 0.2 : Cycles moteur (source : Snecma)

Notre étude s'appliquera surtout sur les moteurs tels que HM7 ou Vinci, donc premier ou deuxième schéma. En effet pour fournir plus de puissance au moteur il est nécessaire d'injecter plus de comburant et de combustible dans la chambre propulsive, à pression plus élevée. C'est pourquoi des turbopompes entraînées par les turbines puissantes sont nécessaires. Actuellement, sur Vulcain les turbopompes peuvent fournir une surpression de plus de 100 bars alors que sur HM7 elle est de 37 bars au niveau de la chambre de combustion. Le débit massique du combustible consommé est de 2 tonnes par seconde pour les propulseurs à poudre, 300kg/s pour l'étage principal cryogénique équipé du moteur Vulcain, et 15 kg/s pour l'étage supérieur doté d'un moteur HM7. L'ordre de grandeur des fluctuations de pression et de débit est de 5% au maximum de la grandeur totale. D'autre part, le besoin de performance du lanceur oblige à réduire sa masse (sachant que le volume ne pose pas problème), donc de réduire l'épaisseur des parois des réservoirs, d'abaisser la pression au niveau des réservoirs, ce qui rend la cavitation inévitable au niveau de l'inducteur de la turbopompe.

## 0.2. Notions sur les inducteurs et turbopompes

Une turbopompe sert à fournir au fluide une pression suffisante pour la chambre de combustion. Le coût de développement et de production d'une pompe s'élève à 33% du coût total de développement et de la production du moteur, ce qui n'est pas proportionnel à sa taille. En effet on doit chercher à minimiser sa masse et sa consommation. Il y a une turbopompe pour chaque ergol, qui peuvent être couplées par un engrenage s'il n'y a qu'une seule turbine, auquel cas leurs vitesses de rotation sont liées. A titre d'exemple on peut citer la turbopompe du HM7B de l'étage supérieur, représentée en coupe sur la Figure 0.3:

### Figure Confidentielle

Figure 0.3 : Turbopompe HM7B en coupe (source : Snecma)

On peut citer aussi quelques chiffres sur la pompe hydrogène de l'étage principal Vulcain dont la turbine fournit une puissance de 14MW, la faisant tourner à 36000 tours par minute pour une poussée de 1300kN et une surpression de 180 bars. Le principe de fonctionnement est le suivant : le fluide rentrant rencontre l'inducteur qui est la partie fortement hélicée sur la Figure 0.3, qui permet de fournir une première surpression au fluide avant d'entamer le mouvement centrifuge. Il s'agit du composant axial de la pompe qui est normalement le seul touché par la cavitation. Parfois une petite pompe appelée pompe de gavage placée avant l'inducteur permet une surpression initiale, mais cette configuration ne se rencontre pas sur les géométries européennes d'inducteurs, notamment sur les moteurs de la fusée Ariane.

La partie suivante que le fluide rencontre est le rouet centrifuge, qui fournit plus de surpression au fluide. C'est cette partie qui fournit la part la plus importante du travail, et il faut éviter la cavitation au niveau du rouet afin d'optimiser les performances de la machine. Les rouets peuvent être hélicés, ouverts ou flasqués. Il peut y avoir plusieurs étages de rouets, auquel cas les canaux de retour peuvent ramener le fluide plus près de l'axe avant qu'un deuxième rouet ne lui fournisse plus de surpression. L'ergol à pression élevée est ensuite redirigé vers une volute où il est prêt à être envoyé vers les injecteurs.

## 0.3. Notions de base relatives à la cavitation

L'apparition de cavitation se traduit par un écoulement diphasique complexe, le volume de vapeur pouvant se structurer selon des formes variées. On observe principalement :

- des bulles isolées, entraînées dans un écoulement,
- des poches attachées à des profils,
- des tourbillons cavitants dans les écoulements à forte vorticité,

On peut voir sur la Figure 0.4 un exemple de cavitation par poches :

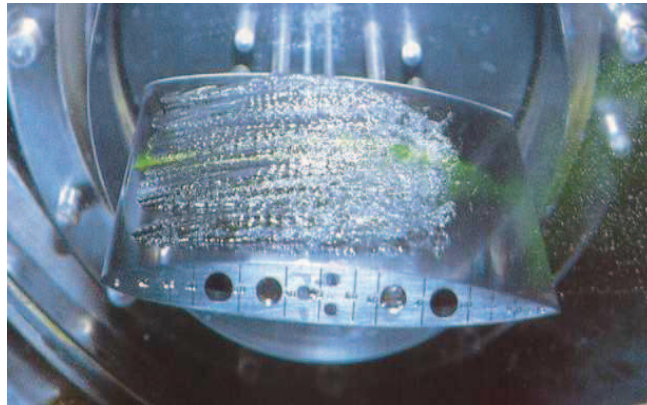


Figure 0.4 : Une aube cavitante (source [FRANC 2004])

La cavitation est source de divers problèmes au niveau des turbomachines en général :

-**La performance de la machine chute** lorsque ce phénomène est trop important. Les courbes de la Figure 0.6 montrent une allure de la courbe de chute de performances.

-**Charges radiales**

-**Départ en survitesse** : les poches de vapeur fournissant très peu de couple résistant mécanique alors que la turbine fournit toujours la même puissance, la pompe risque d'accélérer.

-**Recirculation à bas débit** : on observe les flux qui remontent de l'aval vers l'amont à chaque fois que le débit est faible (en pratique, inférieur à la moitié du débit nominal), même en absence de la cavitation. Dans le cas du fonctionnement cavitant les bulles remontent vers l'amont avec le fluide.

-**Blocage de débit à haut débit** : comme on peut le constater sur la courbe suivante, le régime cavitant limite la plage de fonctionnement de la pompe :

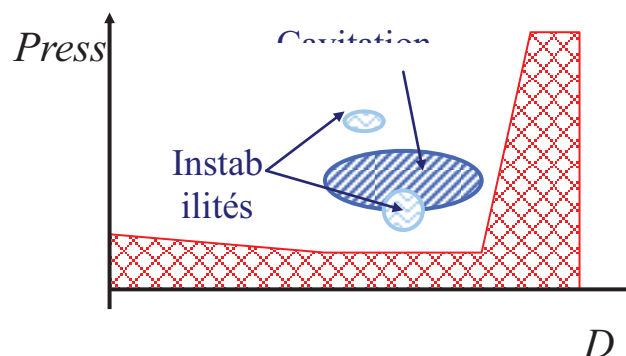


Figure 0.5 : Zones d'instabilités de cavitation (source : Snecma)

# Introduction

---

Par ailleurs ce diagramme montré en Figure 0.5 permet d'évaluer les domaines d'instabilité du fonctionnement de la turbopompe en fonction de la pression et du débit d'entrée.

**-Instabilités créant des sollicitations hautes fréquences :** En effet ce phénomène concerne une poche de cavitation tournante entre les aubes de l'inducteur. Les vibrations des fréquences de plusieurs centaines de Hertz peuvent avoir lieu au sein de l'inducteur en cavitation tournant à une fréquence très élevée et créant un phénomène d'instabilité, qui peut être subsynchrone, synchrone ou supersynchrone suivant que la fréquence concernée soit plus ou moins élevée par rapport à la rotation de la pompe. Un grand nombre de travaux traitent de ce phénomène, on peut citer par exemple des études expérimentales de [BRENNEN 1994], de Y. Tsujimoto publiés dans [AGOSTINO 2007] ou encore des simulations numériques proposées par [POUFFARY 2008].

**-Instabilités créant des sollicitations basses fréquences (POGO) :** c'est l'objet de notre étude. En effet la cavitation est responsable des fluctuations du débit et de la pression d'entrée qui se répercutent sur la poussée de la tuyère propulsive. Lorsque le mode hydraulique et le mode de vibration de la structure du lanceur sont environ les mêmes, il peut y avoir couplage ce qui provoque des oscillations longitudinales de grande amplitude de la fusée.

Il est à noter aussi que la cavitation est également source de bruit et d'érosion lorsque ce phénomène arrive dans la propulsion navale notamment (ceci est dû à l'onde de choc suite à l'implosion des bulles), mais dans notre cas, grâce à une durée de fonctionnement limitée des inducteurs et des rouets, l'érosion n'a pas le temps de se produire. Le bruit lié à la cavitation est sans impact significatif et bien moins important que celui dû à la tuyère propulsive.

Pour compléter le paragraphe précédent, d'autres grandeurs viennent se rajouter lorsque l'on veut étudier la cavitation au sein de la turbopompe. En effet la cavitation est due à une dépression locale du fluide cryogénique au niveau de l'extrados de l'aubage due à l'accélération du fluide, car la pression descend jusqu'au niveau de la pression de vapeur saturante (comme c'est illustré sur la graphe en Figure 0.7). De plus, comme l'opération de changement d'état relative à la vaporisation est endothermique, on peut remarquer une baisse locale de température près des poches de vapeur, qui tend à freiner le phénomène. La marge par rapport à pression de vapeur saturante est appelée NPSP, ou Net Positive Suction Pressure. Elle est définie par

$$NPSP = P_{totale} - P_v(T_e) = P_{stat} + \frac{1}{2}\rho V^2 - P_v(T_e) \quad \text{Équation 0.1}$$

Où  $P_v(T_e)$  est la pression de vapeur saturante au niveau du fluide. Mais en pratique la pression d'entrée de la turbopompe s'écrit en fonction de la pression du fluide au niveau des réservoirs, de la hauteur de la colonne du fluide et des pertes de charge de la ligne. C'est pourquoi on définit le NPSP disponible par :

$$NPSP_{disponible} = P_{reservoir} + \rho g z - \Delta P_{ligne} - P_v(T_e) \quad \text{Équation 0.2}$$



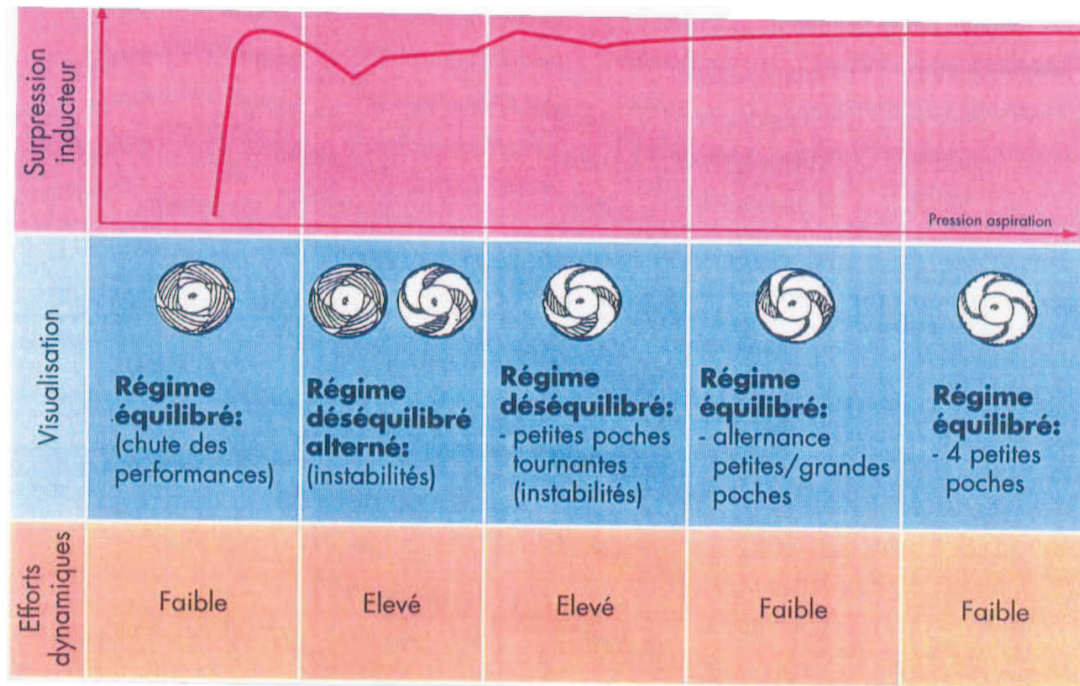


Figure 0.6 : Différents régimes critiques de cavitation (source [FRANC 2004])

Lorsque l'on étudie l'influence de la pression d'entrée pompe sur la surpression (comme sur la Figure 0.6), on remarque que la chute de performances de la machine se produit pour une valeur de pression, correspondant à NPSP critique pour lequel le phénomène de cavitation occupe toute la section de passage. Cette caractéristique de la pompe est notée NPSP\*.

Les autres coefficients relatifs à la cavitation qui seront utilisés lors de cette thèse sont tout d'abord le coefficient de pression  $\sigma$  qui dépend de la pression d'entrée de la pompe (on note  $u_t$  la vitesse du bout de la pale au niveau du carter) :

$$\sigma = \frac{P_{e,stat} - P_v}{\frac{1}{2}\rho u_t^2} \quad \text{Équation 0.3}$$

Le coefficient du débit  $\phi$  est défini comme le rapport entre la vitesse moyenne en entrée de la pompe et la vitesse du bout de pale au carter :

$$\phi = \frac{u_0}{u_t} \quad \text{Équation 0.4}$$

Et le coefficient de surpression de la pompe  $\psi$  peut être défini à partir de la différence de pression ou à partir de celle de la charge entre l'entrée et la sortie de la pompe :

$$\psi = \frac{P_{s,stat} - P_{e,stat}}{\frac{1}{2}\rho u_t^2} \quad \text{Équation 0.5}$$

Ces coefficients permettent entre autres de tracer les courbes de performances de la pompe, comme la courbe caractéristique qui lie la surpression au débit ou la courbe de chute de performances la surpression en fonction de la pression d'entrée en régime cavitant. On peut citer comme exemple les courbes relatives à la pompe centrifuge qui sera étudiée :

# Introduction

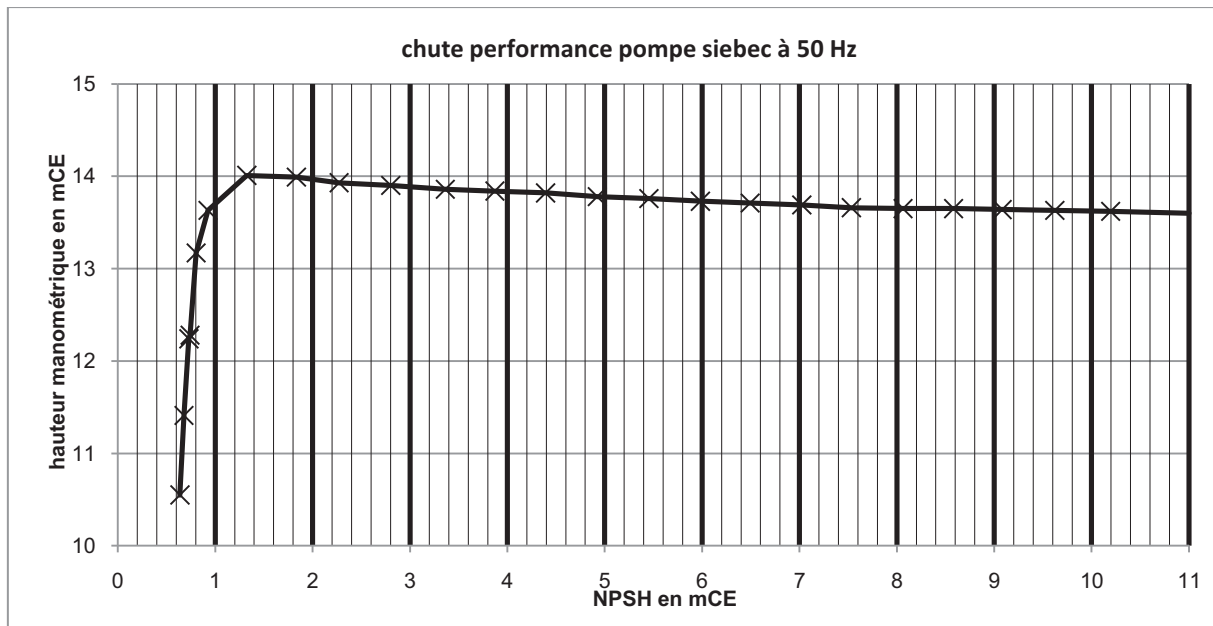


Figure 0.7 : Courbe de chute de performance, Siebec A19

La courbe de Figure 0.7 illustre l'allure de la chute de performance (fonction  $\psi(\sigma)$ ) obtenue. En effet pour une pression d'entrée de la pompe suffisamment élevée la surpression générée ne varie pas lorsque la pression d'entrée varie. Pour une cavitation faible au niveau des aubages de l'organe, la performance de certaines pompes peut augmenter légèrement à cause de variation d'angle d'incidence d'écoulement. Lorsque la cavitation devient plus importante la performance a tendance à chuter avec tous les désavantages énoncés précédemment.

La Figure 0.8 illustre la surpression générée par la pompe en fonction de la pression d'entrée soit une fonction  $\psi(\phi)$  en absence de cavitation. Lorsque le débit circulant à travers la pompe augmente, celle-ci génère de moins en moins de surpression. De plus les pertes de charge du circuit augmentent proportionnellement au carré du débit d'après la loi de Darcy-Weisbach, et l'intersection de ces deux courbes fixe le point de fonctionnement du banc pour un régime de rotation donné de la pompe.



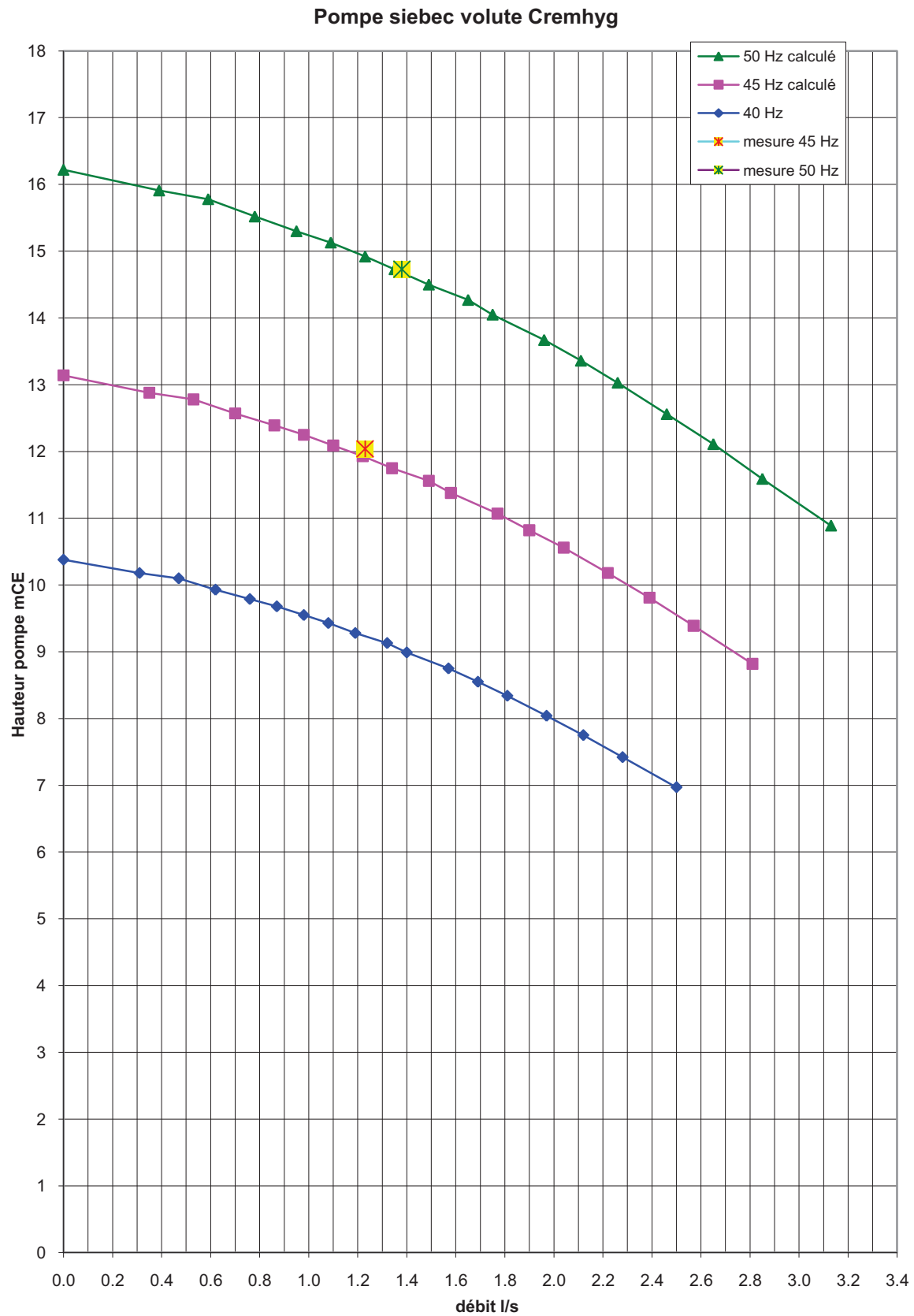


Figure 0.8 : Courbe caractéristique de la pompe Siebec A19

# Introduction

---

Lorsque la pression d'entrée diminue, les études menées par [PILIPENKO 1989, FRANC 2004] ont permis de mettre en évidence plusieurs régimes de cavitation : la cavitation dans l'entrefer, le premier (responsable de l'érosion), deuxième (cavitation alternée) et troisième (cavitation intense) régimes critiques.

Comme la cavitation est inévitable, les équipes d'ingénieurs en conception ont mis au point les designs de turbopompes permettant de limiter ses effets nocifs. Quoique le phénomène ait été observé au niveau du rouet de la pompe HM7, les turbopompes sont toujours conçues de manière à ce que la cavitation n'arrive pas au niveau du rouet et des canaux de retour (qui fournissent le maximum de surpression). C'est pourquoi c'est le rôle de l'inducteur de fournir une surpression nécessaire de manière à augmenter le NPSP au niveau du rouet. L'inducteur est une machine axiale, composée d'une aube fortement enroulée, comme on peut voir sur les photos suivantes de la Figure 0.9 représentant différents inducteurs en cavitation :

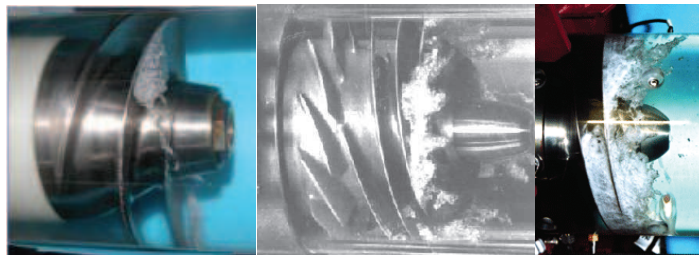


Figure 0.9 : Inducteurs en cavitation (source : universités de Pise, de Californie, d'Osaka)

## 0.4. Phénomène POGO

Le phénomène POGO est un phénomène de couplage fluide structure : la cavitation dans les turbopompes engendre les fluctuations de pression et de débit, qui génèrent dans la chambre de combustion les fluctuations de poussée qui à leur tour font résonner la structure du lanceur suivant son mode longitudinal, et donc amplifient d'autant plus les fluctuations de la pression et du débit en entrée de la turbopompe en cavitation. Un schéma synthétique est proposé sur la Figure 0.10.

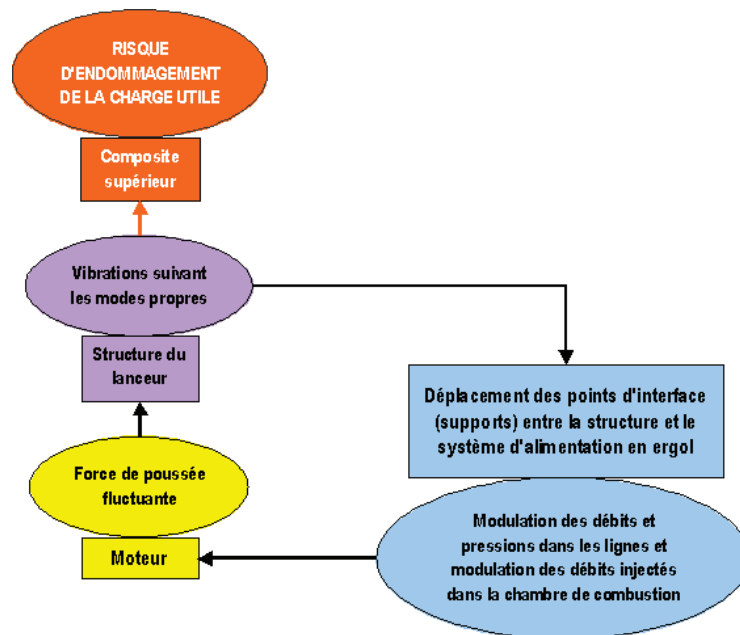


Figure 0.10 : Schéma du principe du phénomène POGO (source : Snecma)

En effet les ergols représentent plus de 80% de la masse du lanceur au décollage, donc le croisement des modes hydraulique-structure est difficilement évitable lors de la vidange progressive des réservoirs. Il est donc primordial de pouvoir le prévoir. Ce phénomène s'est produit par le passé et a mis en péril plusieurs missions de lancement, comme la fusée lunaire soviétique N1-L3 [IGDALOV 2008], la fusée Japonaise LE-7A [SHIMURA 2003], ou encore la fusée française Emeraude. [LARSEN 2008] dresse un état de l'art de ce phénomène sur des vols habités américains. En France, suite au phénomène POGO constaté lors des premiers vols Ariane 1 et Diamant les systèmes correcteurs POGO ont été conçus afin de résoudre ce problème dans le cas des 1<sup>er</sup> et 2<sup>nd</sup> étages des fusées Ariane 1 et 4 ainsi que de l'EPC avec les moteurs Vulcain 1 et 2 sur la fusée Ariane 5. Nous cherchons à améliorer la méthode d'estimation du risque POGO avec application possible à l'ESC VINCI de la fusée Ariane 5ME ou Ariane 6, ce qui peut conduire à proposer un système correcteur POGO sur cet étage. Les systèmes correcteurs POGO sont par exemple les dispositifs capacitifs montrés sur la Figure 0.11, dont le principe de fonctionnement est proche d'un accumulateur hydraulique.

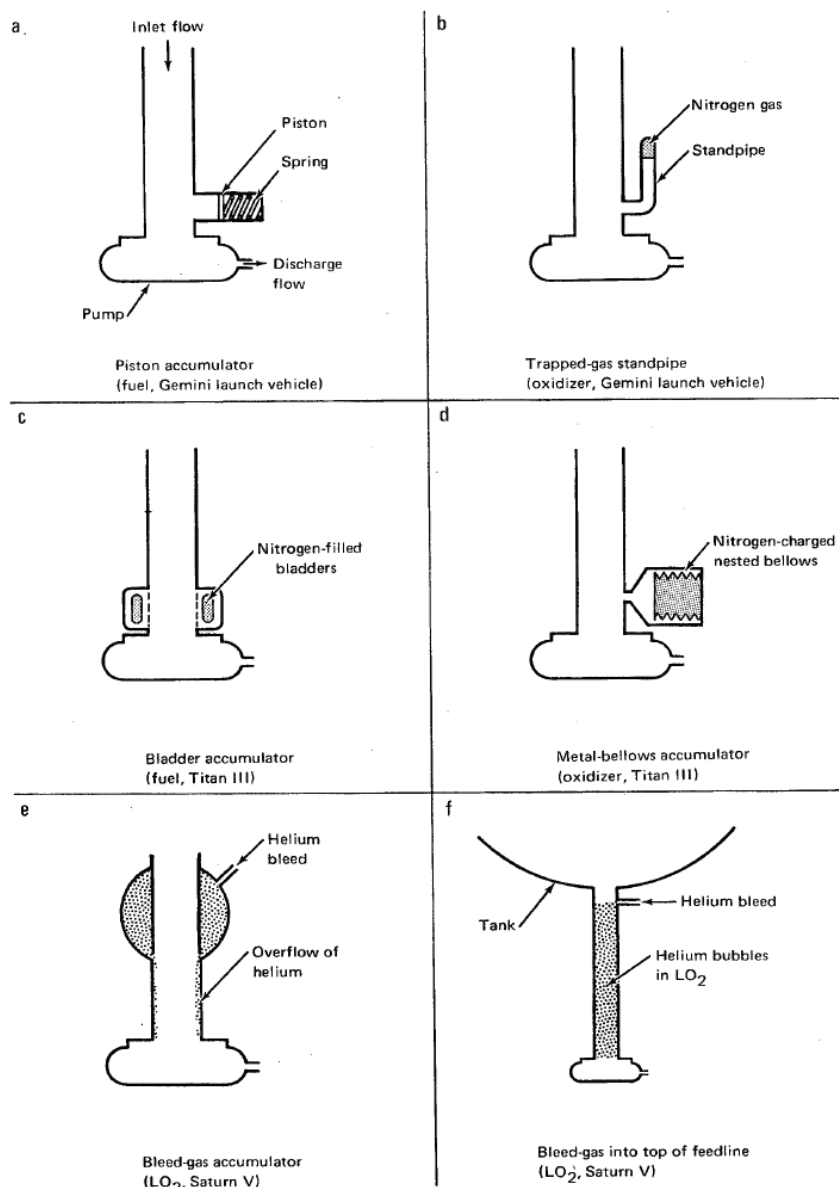


Figure 0.11 : Quelques solutions anti-pogo. Source : NASA

## 0.5.Présentation de l'approche système, matrices de transfert dynamiques d'organes cavitants

De nombreux auteurs, comme [BRENNEN 1994] ou encore [PILIPENKO 1989] ont mis au point une représentation du lanceur équivalente au circuit RLC électronique. Nous allons nous intéresser dans ce paragraphe à la validité de ce modèle dans notre cas et à rétablir l'équivalence sur chaque partie du circuit hydraulique. Il s'agit du point de départ pour cette thèse, le but étant de choisir les bonnes hypothèses pour pouvoir se lancer dans l'étude approfondie.

D'un point de vue intuitif, les grandeurs électriques alternées : tension  $U$  et l'intensité du courant  $i$  sont équivalentes respectivement à la **fluctuation** de pression  $\tilde{P} = P - P_0$  et celle de débit  $\tilde{Q} = Q - Q_0$ . Cependant cette équivalence n'est pas toujours directe, tout simplement parce que les éléments du circuit hydraulique, tels que les tuyaux et les bulles de vapeur ne sont pas forcément

# Introduction

construites de la même manière que les éléments du circuit électrique. Cependant on pourrait remarquer de façon qualitative, qu'il y a une ressemblance, comme dans les exemples suivants :

-une résistance électrique est généralement construite avec un fil plus fin que le reste du circuit. De son côté, un exemple de résistance hydraulique est un diaphragme, un passage à section réduite.

-une inductance électrique est très souvent une bobine, i.e. un fil très long, alors qu'une inductance hydraulique sera un tuyau très long.

-une capacité d'un circuit électrique est généralement constituée de deux armatures séparées par du vide, de l'air ou un diélectrique. Une capacité hydraulique est par exemple un réservoir de fluide rempli à moitié de gaz (comme un système correcteur POGO), ou aussi, et c'est plus applicable à l'inducteur, un ensemble de poches de cavitation.

-une « masse » en électricité représente un potentiel de référence qui reste constant quelles que soient les conditions de fonctionnement. Dans le cas de l'hydraulique, cette notion est aussi utilisée, cependant sa signification physique est plus difficile à saisir : il s'agit d'une pression constante, et il est nécessaire de connecter le circuit à la masse pour avoir une compressibilité et un gain de débit, c'est-à-dire pour que le débit fluctuant de sortie soit différent du débit fluctuant de l'entrée. La Figure 0.12 présente de manière générale une écriture RLC pour un organe hydraulique, en notant  $Z_a$ ,  $Z_b$ ,  $Z_c$  des impédances RLC dont l'expression peut varier selon le modèle choisi et  $m$  le gain de pression.

-un gain de pression en hydraulique amplifie la pression en sortie par rapport à l'entrée par un facteur  $1+m$ . Il est équivalent à un amplificateur opérationnel.

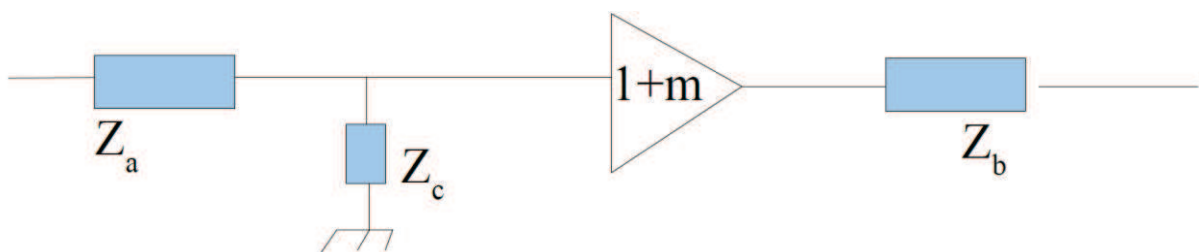


Figure 0.12 : Schéma général RLC hydraulique

Et on peut écrire la matrice de transfert qu'on déduit de ce schéma, dans l'espace fréquentiel :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 + m - \frac{Z_b}{Z_c} & -Z_a(1 + m) + Z_b \left(1 + \frac{Z_a}{Z_c}\right) \\ -\frac{1}{Z_c} & 1 + \frac{Z_a}{Z_c} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 0.6}$$

Une présentation plus détaillée de quelques modèles usuels trouvés dans la bibliographie sera présentée au chapitre 1.

## La résistance : modèle simplifié

A partir de la loi de Bernoulli généralisée on peut exprimer le terme de perte de charges dans le tuyau. Etant donné les hypothèses de cette étude, on se place en dehors de la zone cavitante, dans le

# Introduction

tuyau (si la recirculation a lieu en entrée de la pompe, on néglige la longueur qui est impactée par ce phénomène).

$$\frac{v_e^2}{2g} + z_e + \frac{P_{e,stat}}{\rho g} = \frac{v_s^2}{2g} + z_s + \frac{P_{s,stat}}{\rho g} + \Delta h_f \quad \text{Équation 0.7}$$

On note  $v$  les vitesses de l'écoulement,  $P$  les pressions,  $z$  la hauteur associée,  $\Delta h_f$  la perte de charges. L'équation est écrite dans le domaine temporel. En négligeant la différence de pression liée à la différence d'altitude, et en mettant en évidence la pression totale (pression statique + dynamique) :

$$\Delta P_{totale} = -\rho g \Delta h_f \quad \text{Équation 0.8}$$

On exprime la perte de charges par la formule empirique de Darcy-Weisbach [IDELCHIK 1992], en fonction de la vitesse moyenne de l'écoulement, donc du débit massique

$$\Delta h_f = \lambda \frac{l}{D_h} \frac{v_0^2}{2g} \quad \text{Équation 0.9}$$

Où l'on a  $\lambda$  le coefficient de pertes de charge (déterminé pour des régimes fortement turbulents en conduite rugueuse),  $l$  la longueur de conduite,  $D_h$  le diamètre du tuyau cylindrique (ou le diamètre hydraulique, si la section n'est pas circulaire),  $v_0$  la valeur moyenne de la vitesse, ce qui peut s'écrire en fonction du débit massique comme  $\dot{m} = \rho v_0 S$

Soit au final  $\Delta P_{totale} = -\frac{8\lambda l \dot{m}^2}{\rho \pi^2 D^5}$ , ainsi la variation de pression est proportionnelle au carré du débit. D'autre part il est important de noter que la pression est inversement proportionnelle à la puissance 5 du diamètre, ce qui explique le fait que la plus grosse partie de la résistance hydraulique est concentrée sur des endroits où la section de passage est plus petite, comme les diaphragmes.

Dans le cas de conduites à section variable, on peut les décomposer en une somme de passages où la section varie très peu, en rajoutant éventuellement des pertes singulières. [ZWILLER 2005] propose l'approche suivante pour calculer la résistance, qui est en fait une modélisation de pertes de charges dans le système :

On peut écrire pour un fluide visqueux, incompressible et fortement turbulent en écoulement de régime stationnaire la relation suivante pour les pertes de charges en posant  $k = \frac{8\lambda l}{\pi^2 D^5}$  :

$$\Delta P = \sum_{\text{surfaces de frottement}} \left( k \frac{\dot{m}^2}{\rho} \right) \quad \text{Équation 0.10}$$

Où  $k$  est le coefficient de pertes de charges dépendant uniquement de la géométrie,  $\dot{m}$  le débit massique, et  $\rho$  la masse volumique du fluide. Or dans le cas du phénomène POGO les fluctuations représentent moins de 10% de débit et de pression, en différenciant on peut donc écrire :

$$\delta P_{total} = 2 \left( \sum \frac{k \dot{m}}{\rho} \right) \delta \dot{m} \quad \text{Équation 0.11}$$

Soit par analogie pression-tension du courant et intensité-débit on retrouve la formule  $U=RI$  avec

# Introduction

$$R = 2 \sum \frac{k \dot{m}}{\rho} \quad \text{Équation 0.12}$$

Cette formule est donc vraie lorsque les fluctuations de débit sont négligeables devant le débit massique, sur des parties non-cavitantes, fluide non-compressible, visqueux en écoulement turbulent. D'autre part, il faut que la géométrie de la conduite ne varie pas : elle n'est donc pas valable dans le cas de l'inducteur. Or dans le modèle classique présenté au chapitre 1.7, l'inducteur ne possède pas de partie résistive.

## L'inductance

La valeur de l'inductance est calculée dans le cadre d'un fluide non-visqueux incompressible, donc en dehors de l'inducteur. En partant de l'équation d'Euler  $\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\overrightarrow{\text{grad}P}$  et  $\text{div } \vec{v} = 0$ , on obtient en intégrant entre l'entrée et la sortie de l'organe :

$$\int_0^l \rho \frac{\partial v}{\partial t} dx = P_e - P_s \quad \text{Équation 0.13}$$

soit encore :

$$\Delta P = \frac{l}{S} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \quad \text{Équation 0.14}$$

Donc on a bien l'expression d'une inductance  $L = \frac{l}{S}$

Ce coefficient représente le terme d'inertie d'un tuyau droit. Ce terme est d'autant plus grand que la longueur du tuyau est grande et sa section est petite, ce qui correspond bien à la vision de l'inductance électrique. Mais il est possible d'étendre cette étude à des cas plus complexes, et d'obtenir des formules plus générales du terme lié à l'inertie hydraulique pour des hypothèses moins restrictives.

## La capacité

La capacité C est une caractéristique des fluides compressibles. Les hypothèses considérées sont une faible fluctuation de masse volumique et l'entropie constante.

Dans le cas du tuyau on s'intéresse au bilan de masse  $\delta \zeta$  dans la tranche du fluide comprise entre x et x+dx aux instants entre t et t+dt. En introduisant le coefficient de compressibilité adiabatique

$$\chi = -\frac{1}{V} \left( \frac{\partial V}{\partial P} \right)_S = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_S = \frac{1}{\rho a^2} \text{ on peut écrire que}$$

$$dt \delta \zeta = dt \frac{\partial}{\partial t} (\delta \zeta) = \delta \zeta(t + dt) - \delta \zeta(t) = \frac{\partial \rho}{\partial t} S dx dt = \rho \chi \frac{\partial P}{\partial t} S dx dt \quad \text{Équation 0.15}$$

En intégrant sur la longueur l du conduit (sur le volume total V), on obtient  $\Delta \zeta = \rho \chi V \frac{\partial P}{\partial t}$

Ce qui nous donne l'expression de la capacité  $C = \rho \chi V = \frac{V}{a^2}$  en notant 'a' la célérité du son dans le milieu considéré (de l'eau ou de l'oxygène liquide).

Or supposons maintenant que l'on a affaire à un réservoir à moitié rempli de gaz. Un exemple est le SCP, système correcteur POGO capacitif, qui est en fait un réservoir rempli à moitié d'oxygène liquide

# Introduction

plus lourd, et à l'autre moitié d'hélium gazeux, qui sert à amortir les fluctuations de pression. Ce réservoir vient se fixer tout autour du conduit d'oxygène et communique avec celui-ci via des trous dans le tuyau. La Figure 0.13 présente un exemple de schéma d'un réservoir ou d'accumulateur.

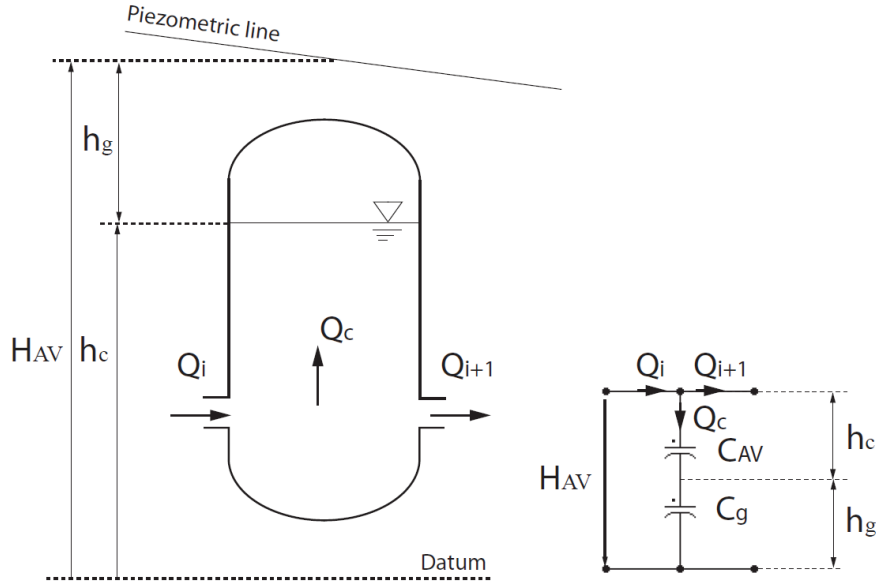


Figure 0.13 : Schéma d'un accumulateur de type air vessel (source : [NICOLET 2007])

Dans le cas du réservoir ou d'un accumulateur, on note  $h$  la hauteur uniforme d'interface entre le liquide incompressible et le gaz,  $S$  la section constante du réservoir. Auquel cas le gaz est piégé au-dessus du liquide et suit une transformation supposée adiabatique  $PV_{gaz}^\gamma = \text{constante}$ , et  $V_{gaz} = S \cdot h$ . Aussi, la différence de pression entre le fond du réservoir et l'interface liquide-gaz est supposée suffisamment petite pour simplifier la loi de Bernoulli en  $P_{totale} = \text{constante}$ , partout dans le réservoir. On effectue le bilan de masse du liquide dans le réservoir :

$$\zeta(t + dt) - \zeta(t) = dt \frac{\partial \zeta}{\partial t} = -\rho_{fluide} S (h(t + dt) - h(t)) = -\rho_{fluide} S \cdot dt \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \quad \text{Équation 0.16}$$

Or d'après l'hypothèse adiabatique,  $\frac{dP}{P} + \gamma \frac{dh}{h} = 0$

Soit pour des petites variations de  $h$  et de  $P$  devant  $h$  et  $P$  respectivement,  $dh = -\frac{h}{\gamma P} dP$

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}} \frac{\partial P}{\partial t} \quad \text{Équation 0.17}$$

Ce qui nous donne au final l'expression de capacité désirée :  $C = \frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}}$

Pour comparer aux résultats de [NICOLET 2007], mais aussi aux modèles fournis par le fabricant de capacités hydropneumatiques, on peut dire que dans un cas général on a affaire à une impédance hydraulique complexe ayant un terme réel résistif et un terme complexe composé d'une capacité et d'une inductance. Dans le cas du tuyau, le terme capacitif est très faible dans une modélisation incompressible, mais il ne l'est plus en présence de cavitation.



# Introduction

## Modélisation RLC

On peut donc modéliser le système inducteur + rouet par un circuit RLC équivalent, en se basant sur les essais de fonctionnement, sur des résultats expérimentaux de cavitation, comme ceux du paragraphe 1.7. Ainsi, un des modèles peut être adapté, comme par exemple le modèle RLC classique ci-dessous :

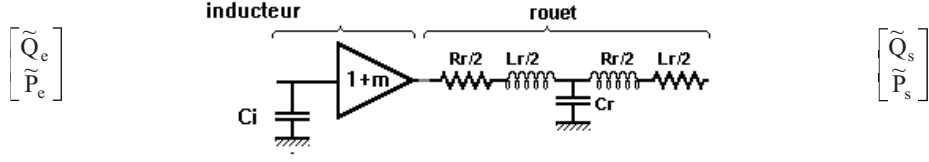


Figure 0.14 : Modèle RLC d'un inducteur et un rouet

Les différentes grandeurs de ce circuit : le gain de pression  $m$ , la résistance  $R_r$ , sont directement dérivées des courbes de performances caractéristiques, comme notamment les pentes des courbes  $m \propto \frac{\partial \psi}{\partial \sigma}$  et  $R \propto -\Omega \frac{\partial \psi}{\partial \phi'}$ , en notant  $\Omega$  la pulsation de rotation de la pompe. Une étude plus précise sera proposée dans le paragraphe 1.8.

On distingue deux éléments de la pompe : inducteur et rouet, chacun ayant une matrice de transfert différente. En effet l'inducteur est en proie au phénomène de cavitation et la majeure partie de l'impédance de celui-ci est capacitive. De son côté, le rouet compte surtout une partie résistive et inductive, et ne présente pas de partie compressible. En règle générale la fonction de transfert des différents éléments de la pompe s'écrit sous la forme suivante, en notant  $p$  la variable de Laplace :

$$\begin{pmatrix} \tilde{Q}_{ei} \\ \tilde{P}_{ei} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{Q}_{si} \\ \tilde{P}_{si} \end{pmatrix} + \rho \cdot p^2 \cdot \begin{pmatrix} b_1(\phi) \\ b_2(\phi) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 0.18}$$

Les termes  $b_1$  et  $b_2$  est des termes sources. L'étude plus détaillée de ces termes sera présentée dans la partie 1.11. Dans ce cas de modèle classique on peut identifier par le calcul les termes de la matrice pour la partie inducteur :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{C_i \cdot p}{1+m} \\ 0 & \frac{1}{1+m} \end{bmatrix} \quad \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 0.19}$$

Pour la partie rouet :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 + (R + L \cdot p) \cdot \frac{C_r \cdot p}{2} & C_r \cdot p \\ (R + L \cdot p) \left( 1 + (R + L \cdot p) \cdot \frac{C_r \cdot p}{4} \right) & 1 + (R + L \cdot p) \cdot \frac{C_r \cdot p}{2} \end{bmatrix} \quad \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 0.20}$$

Le modèle RLC de la partie rouet ci-dessus est souvent utilisé aussi pour décrire le comportement d'un simple tuyau, quoique l'influence des différents paramètres ne soit pas la même dans ce cas. Ce schéma est appelé communément le schéma en T.

Il existe d'autres types de modélisation RLC, qui prennent plus ou moins en compte les effets de résistance, inductance et capacité dans les différentes parties de la pompe. Par exemple, le modèle développé par Brennen rajoute un gain  $K=1-Mp$  à l'entrée de l'inducteur, ce qui correspond à une amplification et à un déphasage à l'entrée du système, ou aussi le modèle proposé par Pilipenko, qui

# Introduction

---

considère une impédance complexe supplémentaire due aux poches de cavitation. Ces approches seront analysées dans le chapitre 1.

## 0.6.Description du travail de thèse : besoin du banc Cavhyte

### Problématique de la thèse

Nous cherchons à établir une méthodologie expérimentale pour caractériser la fonction de transfert d'une pompe de fusée en régime cavitant. Elle sera appliquée par la suite à l'étude des organes de la ligne hydraulique du lanceur à propulsion liquide. Les modèles d'ordre réduit des différents organes obtenus par cette méthode seront ensuite intégrés dans une démarche globale comprenant la chambre de combustion et la structure du lanceur afin de simuler le comportement de la fusée en vol. Cette méthodologie pourrait être appliquée pour caractériser n'importe quel organe hydraulique et n'importe quel composant moteur. En effet, l'industriel a pour but de pouvoir prédire et éventuellement corriger les occurrences du phénomène Pogo. Or, celui-ci dépend des modes hydrauliques de toute la ligne d'admission du carburant cryogénique (dans le cas physique c'est l'oxygène liquide qui présente le plus gros risque de causer l'apparition du phénomène à cause de sa masse). Par conséquent c'est la globalité de la ligne hydraulique qui peut engendrer les fluctuations néfastes et donc chaque partie doit être caractérisée afin de pouvoir prédire son comportement. En effet, la pompe en cavitation est à priori l'élément le plus complexe de la ligne, mais la caractérisation des autres parties, notamment des lignes, des vannes et du correcteur anti-pogo sera aussi nécessaire pour connaître la réponse de toute la ligne hydraulique aux fluctuations d'entrée de pression et du débit. C'est pourquoi lors de cette thèse, plusieurs organes hydrauliques ont été caractérisés. En effet des modèles RLC du comportement hydraulique étaient déjà disponibles d'après les études conduites dans le passé sur les pompes [BRENNEN 1994, PILIPENKO 1989, TSUJIMOTO 2006, WANG 1984, RZENTKOWSKI 2000, DOTSON 2006] ainsi que sur les autres organes [WILEY 1958, DANIELS 1977]. Les essais sur le banc Cavhyte avaient donc pour but d'obtenir les fonctions de transfert expérimentales, de les comparer aux modèles disponibles dans la bibliographie et de critiquer ces derniers ; puis dans un second temps d'essayer d'expliquer la physique des phénomènes qui régissent le comportement dynamique des différents organes, et d'analyser les éventuels écarts avec les modèles théoriques.

### Méthodologie du travail

Une boucle de test a été mise en place et une méthodologie d'essais, de post-traitement et d'identification a été proposée. Le travail qui a été effectué dans un premier temps vise à préparer la mise en place du banc expérimental Cavhyte et à prévoir son comportement à l'aide des simulations, en utilisant les modèles tirés de l'étude bibliographique. L'approche adoptée est similaire à celle d'un développement industriel d'une ligne hydraulique de fusée, dans la mesure où l'on essaie de prédire les fréquences éventuelles et les emplacements éventuels où des phénomènes dangereux peuvent se produire pour les différentes configurations et points de fonctionnement du banc et d'après les différents modèles disponibles dans la bibliographie. Cette procédure sert à améliorer la qualité des mesures mais aussi globalement de concevoir le banc d'essais de manière à diminuer les risques de casse du matériel.

Le choix des dispositifs de mesure de la pression et du débit nécessaire pour mener à bien la procédure dans son intégralité a eu une grande influence sur le caractère du banc ainsi que sur des configurations possibles. Avant que le banc ne soit mis en place il a donc été nécessaire d'établir une

# Introduction

---

méthodologie précise de traitement et de post-traitement de signaux obtenus, ainsi que de l'identification des fonctions de transfert des organes. L'approche a été testée sur le cas d'une simulation numérique de comportement cavitant d'un organe couplé au circuit.

Dans un second temps, les essais effectués sur la boucle ont permis de valider ou d'invalidier les modèles et les hypothèses adoptées lors de la conception ainsi que de critiquer les résultats des autres études. Plusieurs organes présents sur le banc ont été caractérisés, en commençant par les plus simples (tuyaux et doubles coudes), pour essayer de se confronter aux modèles bibliographiques et ainsi pouvoir valider une méthodologie d'identification proposée lors de la phase de simulation qui sera appliquée sur les autres organes à caractériser. La méthodologie de test a été cependant optimisée au fur et à mesure que l'on a testé des composants de plus en plus complexes (accumulateur, veine à divergent radial, pompe non-cavitante ou cavitante) de manière à ce que la qualité des résultats reste satisfaisante.

Dans un troisième temps, il a été possible de caractériser les phénomènes régissant le comportement des organes testés à partir des courbes expérimentales, de faire des études d'influence des différents paramètres importants mais aussi d'identifier les situations où la méthodologie proposée pouvait s'avérer imprécise afin de continuer la recherche des solutions pour traiter les phénomènes des plus en plus complexes.

## Structure du manuscrit

Ce document présente d'abord dans le chapitre 1 l'état de l'art dans le domaine d'étude à partir des différentes publications scientifiques. Puis, dans le chapitre 2 la méthode choisie pour mesurer les pressions et évaluer les débits fluctuants nécessaires pour établir la matrice de transfert est décrite. Dans un premier temps cette méthode a été implémentée et testée sur une simulation des fluctuations de la pression et du débit dans un tuyau simple par la méthode des caractéristiques. Ensuite, cette simulation a été couplée aux simulations du Venturi cavitant réalisées à l'aide du code IZ du CNES afin de tester la méthode d'identification de matrice de transfert. Le troisième chapitre présente les approches proposées pour identifier les matrices de transfert à partir des signaux mesurés. Le quatrième chapitre détaille la phase de la conception du banc d'essais en tenant compte des exigences posées par le choix de la débitmètrie instationnaire. Le cinquième chapitre traite le déroulement des essais campagne par campagne, le sixième présente le post-traitement des essais, ensuite la septième et dernière partie de la thèse montre les résultats de l'identification des essais expérimentaux. Dans le dernier chapitre nous analyserons et proposerons des interprétations des résultats obtenus par l'identification afin de les relier aux différents modèles de phénomènes physiques qui peuvent se produire au niveau des organes considérés.

Le premier chapitre de ce mémoire présente une étude bibliographique de quelques résultats notables sur les modèles des fonctions de transfert obtenus pour des pompes en régime non-cavitant ou cavitant. Comme la définition de la matrice de transfert qui permet de relier les fluctuations d'entrée à celles de sortie de l'organe peut varier d'une référence à une autre il est tout d'abord important d'expliquer la notion de matrice de transfert adoptée pour le travail de cette thèse, introduire notre approche globale, et décrire les particularités de chaque modèle étudié afin d'identifier les phénomènes qui risquent de se reproduire plus tard lors de la phase expérimentale. Cette étude permettrait une première évaluation de l'influence des paramètres clés sur le comportement de la pompe qui sera testée.

## 1. Présentation des modèles RLC des pompes en régime cavitant

### 1.1. Notion de matrice de transfert

La notion de la matrice de transfert a été introduite dans les premiers travaux de Brennen et est détaillée dans [BRENNEN 1976]. Elle est utilisée pour caractériser la fonction de transfert d'un organe hydraulique quelconque avec comme variables d'entrée et de sortie les pressions et les débits fluctuants. L'écriture adoptée pour les travaux de la thèse est la suivante :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.1}$$

Soit encore en développant :

$$\tilde{P}_s = Z_m \tilde{P}_e + Z_L \tilde{Q}_e \quad \text{Équation 1.2}$$

$$\tilde{Q}_s = Z_C \tilde{P}_e + Z_M \tilde{Q}_e \quad \text{Équation 1.3}$$

Les quatre coefficients de la matrice de transfert sont nommés gain de pression  $Z_m$ , inductance  $Z_L$ , compressibilité  $Z_C$  et gain en débit  $Z_M$ . Les valeurs de la pression et du débit en entrée et à la sortie sont des transformées de Laplace de la pression et du débit fluctuant, c'est-à-dire dont la valeur moyenne a été soustraite. La notation  $\sim$  signifiant la partie fluctuante d'une grandeur sera omise par la suite. Un des buts de cette thèse est de développer la méthodologie d'estimation et d'identification de ces coefficients. C'est pourquoi il est tout d'abord très important de savoir mesurer avec précision les fluctuations de la pression et du débit en entrée et en sortie du système. On peut ensuite voir que l'écriture de la matrice de transfert suppose deux équations avec quatre inconnues que sont les coefficients de la matrice, et quatre valeurs connues que sont les transformées de Fourier de la pression et du débit fluctuants. C'est pourquoi au moins deux expériences différentes sont nécessaires pour effectuer une évaluation mathématique, pour avoir ainsi deux systèmes d'équations à deux inconnues. En règle générale les différents travaux s'emploient à exprimer chaque coefficient de la matrice à partir de son développement en série de Taylor. En effet, à partir de cette décomposition il est facile d'identifier la nature physique des coefficients d'ordre 0 ou 1, cependant lorsque la fréquence augmente il devient nécessaire d'augmenter l'ordre du polynôme obtenu pour que la fonction de transfert corresponde à des résultats d'expériences. Une autre approche sera proposée dans le paragraphe 3.5.

### 1.2. Diagramme de Bode

Une fois que les coefficients de la matrice de transfert (qui sont des nombres complexes dans  $\mathbb{C}$ ) ont été évalués on trace leurs valeurs sur un diagramme de Bode qui donne le gain en décibel et la phase de chaque coefficient. Le gain-module en décibel est défini par :  $|Z|_{dB} = 20 * \log_{10}(|Z|)$ . Du point de vue physique ce module correspond à une amplification ou une réduction d'amplitude de chaque coefficient, alors que la phase décrit le déphasage du signal qui peut être différent pour chaque fréquence modulée. La phase absolue du signal d'entrée est définie à une constante près qui dépend de l'instant du début d'acquisition, mais dans la plupart des formules c'est la différence de phase entre les paramètres du débit et de la pression qui nous intéressera (il peut s'agir par exemple d'étudier la phase du terme d'impédance défini par [PILIPENKO 1989] :  $\frac{P_e}{Q_e}$ ). Pour un système MIMO (multiples entrées- multiples sorties), la phase d'un coefficient de matrice peut jouer aussi le rôle

d'amplifier ou de réduire l'amplitude du signal de sortie, en fonction du déphasage pression/débit déterminé par le système : par exemple pour le débit de sortie, en fonction de la phase du coefficient de compressibilité, l'effet du terme  $Z_C P_e$  peut soit amplifier le débit de sortie en venant se rajouter au terme  $Z_M Q_e$  si les phases de ces deux termes sont proches ou au contraire avoir un effet atténuateur, si les phases de ces deux termes sont contraires.

### 1.3. Importance des termes de phase

A partir des considérations précédentes il est possible d'établir un critère pour connaître l'effet des termes croisés sur le signal de sortie. Du point de vue géométrique si on trace sur le plan des nombres complexes le cercle de centre 0 et de rayon  $Z_m P_e$  (mutatis mutandis  $Z_M Q_e$ ), on peut alors distinguer plusieurs cas d'étude :

- Le déphasage entre les nombres complexes  $Z_m P_e$  (terme diagonal de la matrice) et  $Z_L Q_e$  (terme croisé de la matrice) est plus petit en valeur absolue que  $90^\circ$ , auquel cas quel que soit le module de  $Z_L Q_e$ , ce terme aura toujours un effet amplificateur sur le terme  $Z_m P_e$ .

- Le module du terme croisé est supérieur de plus de deux fois à celui du terme diagonal, auquel cas leur somme ne peut se trouver dans le cercle initial quel que soit le déphasage entre les deux termes, parce que le terme croisé a plus d'influence que le terme diagonal. Par exemple ce sera le cas dans les systèmes à forte compressibilité, comme un accumulateur.

- Si aucune des deux conditions n'est satisfaite alors il est possible que le terme croisé ait un effet réducteur sur le terme diagonal, si son déphasage et son module satisfont le critère suivant que l'on peut facilement retrouver à partir du théorème d'Al Kashi, aussi appelé théorème de cosinus :

$$\frac{\|Z_L Q_e\|}{\|Z_m P_e\|} \leq -2 \cos(\varphi(Z_m) + \varphi(P_e) - \varphi(Z_L) - \varphi(Q_e)) \quad \text{Équation 1.4}$$

$$\frac{\|Z_C P_e\|}{\|Z_M Q_e\|} \leq -2 \cos(\varphi(Z_M) + \varphi(Q_e) - \varphi(Z_C) - \varphi(P_e)) \quad \text{Équation 1.5}$$

Où on note  $\varphi$  la phase absolue du paramètre. On peut remarquer que la phase du coefficient de la matrice de transfert ne permet pas de dire à elle seule l'influence du terme croisé sur la valeur du paramètre de sortie, c'est-à-dire si cela permet d'amplifier ou de réduire son amplitude. En effet l'influence de ces termes croisés que sont la compressibilité et l'inductance peut être totalement différente en fonction du déphasage des variables d'entrée de la matrice (pression et débit fluctuants). Par exemple une compressibilité peut permettre de réduire les pulsations du débit à une fréquence donnée pour un déphasage particulier entre la pression et le débit d'entrée, alors qu'elle peut au contraire les amplifier lorsque la phase du signal de la pression d'entrée s'oppose par rapport au premier cas d'étude. C'est pourquoi l'étude de la configuration du signal d'entrée effectuée notamment dans le cas d'une pompe en cavitation au chapitre 7 est aussi très importante. Elle consiste à étudier le déphasage entre la pression et le débit d'entrée ainsi que celui entre les termes  $Z_m P_e$  et  $Z_L Q_e$ , et entre  $Z_C P_e$  et  $Z_M Q_e$ .

En conclusion, la phase d'un coefficient de matrice de transfert donne une information très importante sur la nature de l'influence de chaque paramètre sur le signal de sortie, mais ne permet pas à elle seule de dire si les termes croisés amplifient ou réduisent l'amplitude de la pression et du

débit de sortie. Lors de l'exploitation des résultats de post-traitement des essais sur le banc Cavhyte cette étude sera faite sur quelques cas particuliers pour expliquer l'effet des différents termes de la matrice de transfert, afin de faciliter la compréhension des divers phénomènes physiques qui ont lieu au sein de l'organe étudié.

### 1.4.Organigramme de la méthodologie générale adoptée : mesure, post-traitement, identification

Paragraphe confidentiel

#### Figure Confidentielle

Figure 1.1 : Organigramme de la méthodologie appliquée

### 1.5.Présentation du modèle de Brennen d'un inducteur cavitant

Le but de cette thèse est de savoir caractériser une pompe en régime cavitant, comme la pompe HM7. Or, dans le but de dimensionner notre banc d'essai il est nécessaire d'adopter un modèle RLC de comportement pour chaque organe, même si son comportement expérimental sera différent. Pour ce faire, nous nous appuierons sur un certain nombre de travaux dans le domaine, notamment ceux de [BRENNEN 1978, BRENNEN 1982, BRENNEN 1994, PILIPENKO 1989, WANG 1984, RZENTKOWSKI 2000, WANG 1984, CERVONE 2009, DOTSON 2005]. En effet, parmi ces travaux, nous adopterons le modèle proposé par [BRENNEN 1982] appelé modèle de flux de bulles pour le comparer aux résultats de la pompe centrifuge étudiée :

$$ZP_{11} = KF\varphi\epsilon + j\frac{\omega}{\Omega}K\tau\epsilon\left(\text{ctg}(\beta) + \left(1 - \frac{\epsilon}{2}\right)F + \frac{\varphi}{\sin^2(\beta)}\right) \quad \text{Équation 1.6}$$

$$ZP_{12} = -2j\frac{\omega\tau}{\Omega\sin^2(\beta)} - 2\text{ctg}(\beta) - 2F \quad \text{Équation 1.7}$$

$$ZP_{21} = -j\frac{\omega}{\Omega}\epsilon\tau K/2 \quad \text{Équation 1.8}$$

$$ZP_{22} = -j\frac{\omega}{\Omega}\epsilon\tau\left(\frac{M}{\varphi} - \frac{K\varphi}{\sin^2(\beta)}\right) \quad \text{Équation 1.9}$$

Où les coefficients K et M valent respectivement 1.3 et 0.8,  $\beta$  est l'angle du bord d'attaque de la pompe (dans notre cas nous adopterons une valeur de  $45^\circ$ ), le coefficient F désigne le coefficient de frottement lié au passage de l'aubage (pour notre cas il sera négligée). Le rapport de fréquences  $\frac{\omega}{\Omega}$  désigne la fréquence réduite (la fréquence variable du spectre divisée par la fréquence de rotation de la pompe). Il est intéressant de noter que d'après le modèle de flux de bulles la variation de la fréquence de rotation de la courbe a pour effet de dilater les courbes des diagrammes de Bode sur l'axe des abscisses. Le coefficient  $\tau$  désigne le rapport de la longueur axiale de l'inducteur sur l'espacement des aubes. Pour notre cas nous le prendrons égal à 1.33 pour la pompe centrifuge étudiée. Le coefficient du débit  $\varphi = \frac{u_0}{u_t}$  est le rapport entre la vitesse moyenne de l'eau en entrée de la pompe et de la vitesse du bout de l'aubage ( $u_t = R_t\Omega$ ) calculée en multipliant la fréquence de rotation de la pompe par le rayon de la roue. Enfin le coefficient  $\epsilon = \frac{0.02}{\sigma_B}$  (1.12) où le coefficient

## Présentation des modèles RLC

de pression sigma défini par [BRENNEN 1982] vaut  $\sigma_B = \frac{P_{eo} - P_{vap}}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}$ , avec  $P_{eo}$  la pression moyenne d'entrée de la pompe et  $P_{vap}$  la pression de vapeur saturante. Il est important de noter que pour notre cas, la pompe centrifuge étudiée cavite à des pressions d'entrée très basses ce qui augmente fortement le coefficient epsilon.

Il faut souligner que les coefficients présentés ci-dessus représentent une matrice de transfert avec comme variables d'entrée et de sortie la pression totale et le débit adimensionnés. Cependant, au cours de cette thèse, les matrices seront toujours exprimées en fonction de la pression statique et du débit massique, c'est pourquoi nous présentons ici les formules qui permettront de passer d'une écriture à l'autre :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_{s,adim}^T - \tilde{P}_{e,adim}^T \\ \tilde{Q}_{s,adim} - \tilde{Q}_{e,adim} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ZP_{11} & ZP_{12} \\ ZP_{21} & ZP_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_{e,adim}^T \\ \tilde{Q}_{e,adim} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.10}$$

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_{s,adim}^T \\ \tilde{Q}_{s,adim} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 + ZP_{11} & ZP_{12} \\ ZP_{21} & 1 + ZP_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_{e,adim}^T \\ \tilde{Q}_{e,adim} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.11}$$

De plus, l'adimensionalisation a été obtenue par les formules :  $P_{adim}^T = \frac{P^T}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}$  et  $Q_{adim} = \frac{Q}{\rho u_t S}$  ( $S$  designe la section de la conduite). Par conséquent pour passer aux coefficients dimensionnels, il faut multiplier le terme d'inductance par  $\frac{1}{2} \frac{u_t}{S}$  et le terme de la compressibilité par  $2 \frac{S}{u_t}$ , ce qui permet d'avoir une matrice avec la pression totale et le débit massique entre l'entrée et la sortie :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s^T \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 + ZP_{11} & \frac{1}{2} \frac{u_t}{S} ZP_{12} \\ 2 \frac{S}{u_t} ZP_{21} & 1 + ZP_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e^T \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.12}$$

Cependant nous mesurons sur le banc expérimental la pression statique et par conséquent il est bien plus pratique d'utiliser cette variable dans les vecteurs d'entrée et de sortie. Ceci peut être effectué à l'aide des formules de passage suivantes, en remarquant que la section de la conduite et la vitesse moyenne du fluide sont égales entre l'entrée et la sortie du système :

$$Z_m = 1 + ZP_{11} - 2\phi ZP_{21} \quad \text{Équation 1.13}$$

$$Z_c = 2 \frac{S}{u_t} ZP_{21} \quad \text{Équation 1.14}$$

$$Z_L = \frac{1}{2} \frac{u_t}{S} ZP_{12} + 2\phi \frac{u_0}{S} ZP_{21} \quad \text{Équation 1.15}$$

$$Z_M = 1 + ZP_{22} + 2\phi ZP_{21} \quad \text{Équation 1.16}$$

Cependant on peut remarquer que dans la plupart des cas la pression dynamique (qui est de l'ordre du kilopascal) sera faible devant la pression statique moyenne mesurée en entrée de la pompe (de l'ordre de 10kPa pour les régimes cavitants) et par conséquent l'influence des termes correcteurs est négligeable.



## Présentation des modèles RLC

Il est intéressant de remarquer que pour le régime non-cavitant la matrice de transfert se simplifie, les termes diagonaux valant 1, la compressibilité valant 0 et l'inductance restant constante : la pompe se comporte en régime quasistatique. Cependant [OHASHI 1969] fixe les limites supérieures du domaine fréquentiel de pulsations  $\omega$  où une approximation quasistatique est valable :

$$\frac{\omega}{\Omega} < 0.05 \frac{Z_R \phi}{\cos \beta} \quad \text{Équation 1.17}$$

En notant toujours  $\Omega$  la vitesse de rotation de la pompe,  $Z_R$  est le nombre d'aubages de la pompe,  $\phi$  le coefficient du débit et  $\beta$  l'angle d'attaque de l'aubage. Pour le cas de la pompe centrifuge étudiée, son comportement peut être considéré comme quasistatique pour les fréquences ne dépassant pas 10Hz.

### 1.6.Modèle de Pilipenko

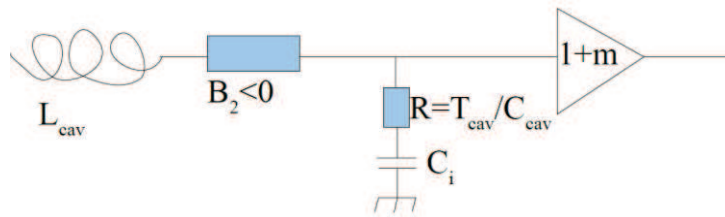


Figure 1.2 : Modélisation RLC d'un inducteur proposée par Pilipenko

La Figure 1.2 présente le schéma RLC d'un inducteur selon le modèle de Pilipenko comme décrit dans [KERNILIS 1998].  $T_{cav}$  représente le temps caractéristique des poches de cavitation, proche de  $10^{-3}$ s, déterminé expérimentalement par [PILIPENKO 1989]. L'expression du coefficient  $C_i$  sera donnée dans le paragraphe 1.7.1.

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1+m & -(1+m)(B_2 + Lp) \\ -Cp & 1 + \frac{Cp(B_2 + Lp)}{1 + RCp} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.18}$$

L'avantage de ce modèle est sa stabilité lorsque la fréquence augmente, alors que les autres modèles sont pour la plupart de type dérivateur. Par conséquent de manière qualitative nous pouvons affirmer que ce modèle sera plus fiable à hautes fréquences. Ce modèle a aussi été implémenté dans le programme qui permet de simuler la réponse hydraulique du banc présenté dans le chapitre 4.

[PILIPENKO 1989] a eu l'idée d'exprimer une petite perturbation du volume de vapeur  $\delta V$  en fonction de perturbations de pression et volume d'entrée. C'est à partir de cette approche que seront établies les formules d'équivalence hydraulique-électrique.

$$\delta V = \frac{\partial V}{\partial P_1} \delta P_1 + \frac{\partial V}{\partial Q_1} \delta Q_1 \quad \text{Équation 1.19}$$

$$\delta P_1 = B_1 \delta V + B_2 \delta Q_1 \quad \text{Équation 1.20}$$

Où  $B_1 = \frac{1}{\frac{\partial V}{\partial P_e}}$  représente l'élasticité de la poche de cavitation, et  $B_2 = -\frac{\frac{\partial V}{\partial Q_e}}{\frac{\partial V}{\partial P_e}}$  représente la résistance négative de la poche de cavitation. Du point de vue physique cela correspond à l'augmentation de la

pression de sortie, lorsqu'on augmente le débit d'entrée que l'on peut observer dans certains cas particuliers lorsque le régime de fonctionnement de la pompe est instable, comme lors du phénomène d'auto-oscillations de cavitation.

L'auteur propose un grand nombre de formules pour estimer les coefficients qui caractérisent son modèle. Cependant, contrairement à [BRENNEN 1994], [PILIPENKO 1989] fait appel à une écriture différente des termes de transfert, et il adopte des hypothèses assez différentes par rapport à notre étude. Il est tout d'abord intéressant de noter que le seuil expérimental de fluctuations de pression pour rester dans le domaine linéaire est fixé à 30%, ce qui est plus élevé que le seuil de 10% demandé par le cahier des charges du travail de la thèse en cours. De plus, pour la majorité des calculs théoriques, l'auteur fixe l'hypothèse que le débit de sortie  $\tilde{Q}_s \ll \tilde{Q}_e$ , qui sera à vérifier lors de la phase des tests de la pompe présentée dans le chapitre 6. Le système étudié comporte un inducteur axial et un rouet centrifuge. Les principaux résultats de son étude et ses principales observations expérimentales, concernant les coefficients du gain de pression, de la capacité et de l'impédance de la pompe, au sens où ils ont été définis par [PILIPENKO 1989] sont présentés ci-dessous. Entre autres le coefficient d'impédance à l'entrée de la pompe  $Z_H$  est estimé de la manière suivante pour un régime de rotation à vitesse angulaire constante :

$$Z_H(j\omega) = \frac{\tilde{P}_e}{\tilde{Q}_e} = \frac{qB_2 - \frac{B_1 T_{cav}}{\theta_k} + j\left(\frac{B_1}{\omega\theta_k} + \omega T_{pompe}\right)}{1 + \frac{B_1 r T_{cav}}{\theta_k} + j\frac{B_1 r}{\omega\theta_k}} \quad \text{Équation 1.21}$$

Les coefficients  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $T_{cav}$  dépendent de la poche de cavitation.  $T_{pompe}$  est un coefficient qui dépend du débit, de la vitesse relative d'écoulement et de la taille des poches, alors que  $r$  désigne le coefficient de résistance hydraulique de la ligne d'admission et  $q$  est un paramètre adimensionnel qui dépend de la fréquence de rotation de la pompe. Le terme  $j\left(\frac{B_1}{\omega\theta_k} + \omega T_{pompe}\right)$  est la somme de la résistance capacitive et inertielle. Il est essentiel de noter que pour la méthodologie adoptée pour cette thèse, il sera nécessaire de faire varier le coefficient de l'impédance à l'entrée de la pompe, tout en conservant constants tous les paramètres internes de la pompe ainsi que le point de fonctionnement du banc pour avoir deux vecteurs d'entrée linéairement indépendants et permettre l'estimation des coefficients de la matrice de transfert. Pour ce faire, on peut par exemple faire varier la course du piston ou le gonflage d'accumulateur.

[PILIPENKO 1989] indique que le coefficient d'impédance dépend non seulement des paramètres internes de la pompe (géométrie et régime de fonctionnement), mais aussi des coefficients de résistance hydraulique de tout le système d'admission. La partie réelle d'impédance d'entrée exerce une influence sur la stabilité du système alors que la partie imaginaire fixe les pulsations propres du système. Il faut retenir que selon Pilipenko le point de fonctionnement de la pompe, notamment le volume de vapeur présent entre les aubages, exerce une influence sur les variables d'entrée de la matrice de transfert, la pression et le débit en entrée de la pompe. En effet l'auteur propose un point de vue très différent de celui décrit par les autres modèles. Dans le cadre de cette thèse c'est l'approche de la matrice de transfert qui sera utilisée, mais la méthode de Pilipenko pourra être utilisée dans des travaux futurs pour comparer les résultats.

Le domaine fréquentiel étudié va de 5 à 45 Hz. L'auteur remarque une chute très prononcée de l'impédance de la pompe de 3 à 10 Hz, qui se poursuit de manière plus douce de 10 à 45 Hz. De plus l'impédance diminue aussi lorsque le coefficient de cavitation  $\sigma$  défini au paragraphe 1.5 diminue.

### 1.7. Modèle de Snecma pour une pompe en cavitation

#### 1.7.1. Modèle d'inducteur

Le modèle présenté sur la Figure 1.3 présente une modélisation RLC proposée par Snecma pour un inducteur cavitant HM7 et obtenue lors des caractérisations d'inducteurs cavitants en oxygène liquide à partir des données de vols 164 et 167 de la fusée Ariane, ainsi qu'à partir des tests d'identification des essais pompe seule et étages B2R2. Les différentes valeurs des coefficients ont été obtenues en fonction de la valeur du NPSP en bar sur un banc dont le débit nominal est supérieur à celui du banc Cavhyte utilisé dans le cadre de cette thèse (2kg/s), de l'ordre de 100kg/s.



Figure 1.3 : Schéma RLC du modèle d'inducteur Snecma

La matrice de transfert correspondante s'écrit sous la forme :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1+m & 0 \\ -Cp & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.22}$$

Et les valeurs des coefficients déterminées expérimentalement en oxygène liquide sont d'une part pour la compressibilité, validées sur le domaine fréquentiel jusqu'à 60Hz :

$$C = C_0 * NPSP O^{-2} e^{j\varphi_c} \quad \text{Équation 1.23}$$

$$\varphi_c = 10^{-A(f)} NPSP O^{-\alpha} \frac{\pi}{180} \quad \text{Équation 1.24}$$

$A(f)$  est un polynôme de degré 2 en  $f$ . La valeur de  $C_0$  est de l'ordre de  $10^{-7} \text{m.s}^2$  et l'exposant  $\alpha$  est proche de 3. Et les valeurs pour le gain de pression, validées entre 14 et 23Hz :

$$m = (a - b * NPSP O) * e^{j\varphi_m} \quad \text{Équation 1.25}$$

$\varphi_m$  est un produit d'un polynôme d'ordre 4 en  $f$  et d'un polynôme d'ordre 2 en  $\log_{10}(NPSP O)$ , la notion de Net Positive Suction Pressure a été présentée dans le chapitre 1. Les coefficients  $a$  et  $b$  sont proches respectivement de 5 et de 2. Le modèle présenté ici a été un de ceux implémentés dans le programme de simulation du banc afin d'étudier sa réponse hydraulique.

## 1.7.2. Modèle de Snecma pour un rouet centrifuge

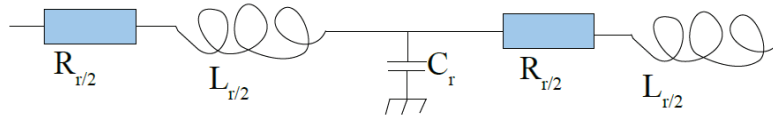


Figure 1.4 : Modélisation en T pour le rouet

La Figure 1.4 présente la modélisation RLC en T d'un rouet, que l'on peut notamment rajouter à droite du schéma de la Figure 1.3. La matrice de transfert correspondante peut s'écrire de la manière suivante :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 - Cp(R + Lp) & (R + Lp)(2 - Cp(R + Lp)) \\ -Cp & 1 - Cp(R + Lp) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.26}$$

La valeur de la résistance  $R$  vaut en  $m^{-1}s^{-1}$  :

$$R = R_0(1 - \alpha_r f) \quad \text{Équation 1.27}$$

Avec  $R_0$  proche de  $100000m^{-1}.s^{-1}$ , et le coefficient  $\alpha_r$  proche de 0.03.

Et celle de l'inductance  $L$  en  $m^{-1}$  :

$$L = L_0 * P_L(f) \quad \text{Équation 1.28}$$

$L_0$  est de l'ordre de quelques centaines de  $m^{-1}$ , et  $P_L(f)$  est un polynôme de degré 2 en  $f$ . Le domaine de validité de ces termes est le même que pour ceux de la compressibilité d'inducteur, jusqu'à la fréquence de 60Hz. Le coefficient de compressibilité  $C$  d'un rouet est proche de  $\frac{V}{a^2}$  avec  $V$  le volume d'eau contenu dans la pompe et  $a$  la célérité du son. En effet la cavitation n'est pas censée avoir lieu dans le rouet, par conséquent la compressibilité est proche de celle qu'aurait eu le même volume d'eau dans une conduite. Cette modélisation du rouet a été proposée par Pilipenko, dont le modèle d'inducteur a été présenté dans le paragraphe 1.6.

## 1.8.Modèle de Tsujimoto

Ce modèle est décrit en détail dans l'article [CERVONE 2009] et utilisé comme un modèle d'ordre réduit pour simuler le comportement d'un système comprenant l'inducteur, des conduites et des réservoirs.

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 - (S + Xp) & -R - Lp \\ -Cp & 1 - Mp \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.29}$$

La valeur du gain de pression d'inducteur est estimée à partir de la formule :

$$S + Xp = -2 \frac{\partial \psi}{\partial \sigma} \Big|_{\varphi} - Cp^2 L_{ind} - Cp \left( \frac{\rho Q}{A^2} - \frac{\rho \Omega r_t}{A} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_{\sigma} \right) \quad \text{Équation 1.30}$$

Où l'on note  $\psi$  le coefficient de surpression de la pompe,  $\sigma$  le coefficient de cavitation (défini comme pour le modèle de [BRENNEN 1982]) et  $\phi$  le coefficient du débit. On peut noter que le terme  $\frac{\partial \psi}{\partial \sigma} \Big|_{\varphi}$  est

proportionnel à la dérivée partielle de la surpression de la pompe par rapport à la pression d'entrée à débit constant :  $\frac{\partial \Delta P}{\partial P_e} \Big|_Q$  alors que le terme  $\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_\sigma$  est proportionnel à la dérivée partielle de la surpression par rapport au débit d'entrée, en gardant la pression d'entrée constante  $\frac{\partial \Delta P}{\partial Q} \Big|_{P_e}$ . Or le terme  $\frac{\partial \Delta P}{\partial P_e} \Big|_Q$  est le gain statique de  $Z_{m-1}$ , alors que le terme  $\frac{\partial \Delta P}{\partial Q} \Big|_{P_e}$  est le gain statique de  $Z_L$ . Pour les autres quantités,  $A$  est la section de la conduite,  $Q$  le débit moyen  $\Omega$  la vitesse de rotation de la pompe,  $r_t$  le rayon de l'extrémité d'inducteur (axial) au niveau du carter ;  $L_{ind}$  est son coefficient d'inertance (son équivalent mécanique est défini comme le rapport entre l'accélération vibratoire d'une structure et la force de modulation appliquée pour exciter une structure mécanique). De manière qualitative, le gain de pression publié par [CERVONE 2009] est un polynôme de second degré.

L'inductance est estimée à partir de l'expression suivante dans le cas où la section de la conduite d'admission est la même que celle de la conduite de refoulement:

$$R + Lp = -\frac{\rho \Omega r_t}{A} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_\sigma - Mp^2 L_{ind} + L_{ind} p - Mp \left( \frac{\rho Q}{A^2} - \frac{\rho \Omega r_t}{A} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_\sigma \right) \quad \text{Équation 1.31}$$

La partie résistive de l'inductance est à priori contenue dans le terme  $\frac{\rho Q}{A^2} - \frac{\rho \Omega r_t}{A} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_\sigma$ , qui est elle-même une somme d'un premier terme relatif à la ligne d'admission et d'un second terme relatif à la rotation de la pompe.

Et les coefficients de compressibilité  $C$  et du gain du débit  $M$  s'écrivent à partir du volume de cavitation  $V_c$  de la manière suivante :

$$C = -\frac{2}{\rho \Omega^2 r_t^2} \frac{\partial V_c}{\partial \sigma} \Big|_\varphi \quad \text{Équation 1.32}$$

$$M = -\frac{2}{A \Omega r_t} \frac{\partial V_c}{\partial \varphi} \Big|_\sigma \quad \text{Équation 1.33}$$

Ce volume  $V_c$  est lui-même tiré des expériences de [BRENNEN 1994] et s'exprime comme un polynôme en fonction de la quantité  $(\sigma - \sigma_c)$  le paramètre  $\sigma_c$  représentant la valeur de sigma pour laquelle la longueur de poche tend vers l'infini, ce que l'auteur appelle « choked cavitation number ». On peut par ailleurs remarquer que [PILIPENKO 1989] propose une étude théorique complète sur le comportement du volume de vapeur en fonction des différents paramètres comme la pression d'entrée.

### 1.9. Modèles de Rubin et de Wang

La matrice de transfert suivante est introduite entre autres dans l'article de [DOTSON 2009] et appliquée dans le cadre de l'étude des fusées de la NASA.

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{W}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m + 1 + \frac{p(R + L_{ind}p)}{K} & -p(R + L_{ind}p)(1 - Mp) \\ -\frac{1}{K} & 1 - Mp \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{W}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.34}$$

En effet la variable  $w$  représente le déplacement du fluide (primitive du débit fluctuant) et  $K$  la raideur de la poche de cavitation, c'est donc l'inverse du coefficient  $C$  des auteurs précédents. De plus comme  $w$  est l'intégrale du débit  $Q$  alors les termes croisés sont divisés par la variable de Laplace  $p$  pour la compressibilité et multiplié par  $p$  pour l'inductance. De plus on peut remarquer que ce modèle est équivalent au modèle de Tsujimoto pour des coefficients valant  $R = \left( \frac{\rho Q}{A^2} - \frac{\rho \Omega r_t}{A} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)_\sigma$ ,  $m = 2 \frac{\partial \psi}{\partial \sigma} \Big|_\varphi$ ,  $L = L_{ind}$ ,  $K = \frac{1}{C} = -\frac{\rho \Omega^2 r_t^2}{2 \frac{\partial V_c}{\partial \sigma} \Big|_\varphi}$ .

Par ailleurs [WANG 1984] utilise un cas particulier du modèle ci-dessus avec  $M=1$  pour l'étude de la dynamique du lanceur, en posant l'impédance  $Z=R+Lp$  :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 + m + (R + Lp)Cp & -R - Lp \\ -Cp & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.35}$$

### 1.10. Modèle de Rzentkowski

Dans le cadre de la caractérisation d'une pompe centrifuge CANDU (CANada Deuterium Uranium), [RZENTKOWSKI 2000] utilise un modèle de matrice de transfert proposé plus tôt par [STIRNEMANN 1987] et [BOLLETER 1993] et qui s'écrit de manière suivante entre la pression et la vitesse fluctuante mais que l'on peut relier au débit massique fluctuant par la formule  $\tilde{u} = \frac{\tilde{Q}}{\rho S}$ :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{u}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 + ZC_2p & Z \\ p(C_1 + C_2 + pC_1C_2Z) & 1 + ZC_1p \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{u}_e \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tilde{P}_{source} \\ \tilde{u}_{source} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 1.36}$$

Où le terme  $Z$  est l'impédance acoustique,  $C_1$  et  $C_2$  sont la compressibilité du liquide et l'élasticité des parois. Dans le cadre de cette thèse ce modèle est intéressant d'une part parce qu'il prend en compte les fluctuations sources générées par la pompe  $\begin{pmatrix} \tilde{P}_{source} \\ \tilde{Q}_{source} \end{pmatrix}$  et d'autre part parce que l'élasticité des parois de la volute est prise en compte dans le modèle, ce qui signifie que même en régime non-cavitant le terme de la compressibilité de la pompe n'est pas nul.

Les valeurs estimées par [RZENTKOWSKI 2000] des coefficients sont les suivantes :

$$Z = p\rho \frac{V}{A^2} - \frac{\partial \Delta P}{\partial Q} \quad \text{Équation 1.37}$$

$$C_1 = C_2 = \frac{V}{2\rho c^2} \quad \text{Équation 1.38}$$

Où l'on remarque que la caractéristique  $\frac{\partial \Delta P}{\partial Q} \Big|_{P_e}$  est proportionnelle au terme  $\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \Big|_\sigma$  utilisé par [DOTSON 2009, CERVONE 2009] dans leurs modèles,  $p$  est la variable de Laplace  $j\omega$ ,  $V$  est le volume d'eau contenu dans la pompe (la compressibilité  $C_1$  est donc celle d'une pompe non-cavitante, et la formule est par ailleurs la même que celle utilisée par exemple par [KERNILIS 1998] pour évaluer le coefficient de compressibilité d'eau dans une conduite remplie d'un fluide incompressible),  $A$  la section de la conduite et  $c$  la célérité du son.

D'un point de vue expérimental le terme source est important sur quelques raies fréquentielles particulières, donc sa prise en compte permettrait d'améliorer la qualité de l'identification de la matrice de transfert sur les fréquences concernées, comme par exemple la fréquence de rotation de la pompe. En effet il est possible de voir ce terme source en arrêtant notre dispositif excitateur principal. Cependant il n'est pas possible de connaître directement le déphasage entre le terme source de la pompe et le terme modulé par l'excitatrice, car il varie aléatoirement d'un essai à un autre. Une méthode sera proposée ci-dessous pour séparer efficacement ces deux termes.

### 1.11. Séparation entre le terme source et le terme modulé

Dans le cas de notre étude on peut même supposer que la pression et le débit fluctuants en entrée aussi bien qu'en sortie de la pompe sont une somme d'un terme généré par l'excitatrice (indiqué em en entrée et sm en sortie) et d'un terme généré par la pompe (indiqué es en entrée et ss en sortie). Les calculs se font mutatis mutandis pour les deux cas, l'entrée et la sortie.

$$P_e(f_0) = P_{em}(f_0) + P_{es}(f_0) \quad \text{Équation 1.39}$$

$$Q_e(f_0) = Q_{em}(f_0) + Q_{es}(f_0) \quad \text{Équation 1.40}$$

Or les termes source et modulé sont déphasés aléatoirement entre eux. Cependant il est possible de connaître d'une part le coefficient d'impédance source  $Z_{Hes}(f_0) = \frac{P_{es}(f_0)}{Q_{es}(f_0)}$  en faisant une analyse de bruit en arrêtant le dispositif de modulation. D'autre part, en compensant le point de fonctionnement par exemple avec une pompe de circulation auxiliaire et en modifiant la fréquence de rotation de la pompe on peut calculer la valeur d'impédance de la modulation à la fréquence  $f_0$  :  $Z_{Hem}(f_0) = \frac{P_{em}(f_0)}{Q_{em}(f_0)}$ . L'hypothèse de reproductibilité adoptée ici est que le terme d'impédance d'entrée (ou de sortie) de la pompe ne varie pas pour plusieurs essais successifs dans les mêmes conditions expérimentales. Elle sera à valider lors de la phase expérimentale, et les résultats seront présentés dans le chapitre 7. Par conséquent on peut réécrire la première équation du système :

$$P_e(f_0) = Z_{Hes}(f_0)Q_{es}(f_0) + Z_{Hem}(f_0)Q_{em}(f_0) \quad \text{Équation 1.41}$$

Et on peut ainsi résoudre le système obtenu à deux équations et deux inconnues. Les résultats pour le débit sont :

$$Q_{es} = \frac{P_e - Z_{Hem}Q_e}{Z_{Hes} - Z_{Hem}} \quad \text{Équation 1.42}$$

$$Q_{em} = \frac{Z_{Hes}Q_e - P_e}{Z_{Hes} - Z_{Hem}} \quad \text{Équation 1.43}$$

Et les valeurs de la pression source et de la pression modulée sont déduites d'après la définition de l'impédance à l'entrée [PILIPENKO 1989]. Pour les valeurs relatives à la sortie pompe on peut effectuer la même opération. Ainsi, dans le cas où l'analyse de bruit montre des fluctuations autres que celle due à la modulation, notamment la fluctuation source générée par la pompe, on peut séparer le terme source du terme modulé et ainsi rendre la caractérisation de la fonction de transfert plus précise. Cependant cette méthode n'a pas pu être appliquée à cette étude par manque de temps, mais son application est conseillée pour les travaux à venir.



## 1.12. Analyse des gains statiques des coefficients

Les valeurs des gains statiques des quatre coefficients correspondent à leur limite lorsque la fréquence tend vers zéro. Ces valeurs peuvent être calculées à partir de la mesure des paramètres moyens pour les différents régimes de fonctionnement, notamment lors des tests de fonctionnement statique de la pompe ou de tout autre organe de test. La connaissance de ces valeurs apporte une information supplémentaire sur le comportement de la courbe du diagramme de Bode en dehors du domaine étudié, c'est-à-dire pour les fréquences plus basses que 5Hz et permet de voir si les résultats donnés par l'expérience correspondent au comportement théorique des différents termes de la matrice de transfert.

Tout d'abord pour les coefficients de la compressibilité et du gain en débit, c'est la conservation du débit qui fixe automatiquement leur valeur respectivement à 0 et à 1 (ou bien à  $-\infty$ dB et à 0dB). En effet pour la compressibilité le gain statique s'écrit comme :

$$Z_{c,statique} = \left( \frac{\partial Q_s}{\partial P_e} \right)_{Q_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 0 \quad \text{Équation 1.44}$$

C'est d'ailleurs pour cette raison que le terme  $Z_c$  pour la plupart des études qui seront présentées n'a pas de terme d'ordre 0 dans la décomposition en série de Taylor. Le coefficient d'ordre 1 de cette série de Taylor s'exprime en fonction de  $-\rho \frac{\partial V_{pompe}}{\partial \sigma} \Big|_{\varphi}$  ou bien de  $-\rho \frac{\partial V_{pompe}}{\partial P_e} \Big|_{Q_e}$ . Il est donc assez courant de voir le terme de capacité s'écrire sous la forme  $-C_p$  [BRENNEN 1982, WANG 1984, CERVONE 2009], avec C un réel positif dans les différentes études de la fonction de transfert des pompes. Essayons de voir le comportement d'un tel système dérivateur si cette hypothèse est vérifiée. Sur la Figure 1.5 on représente la réponse d'un système de ce type face à une variation de la pression d'entrée, le débit d'entrée restant constant. Sur le diagramme de gauche on trace la réponse à une variation brusque de la pression moyenne d'entrée, et sur le graphe de droite, celle à une variation progressive. Le but de ces graphes est d'expliquer l'allure des courbes et ils ne correspondent donc pas à des essais réellement effectués sur le banc.

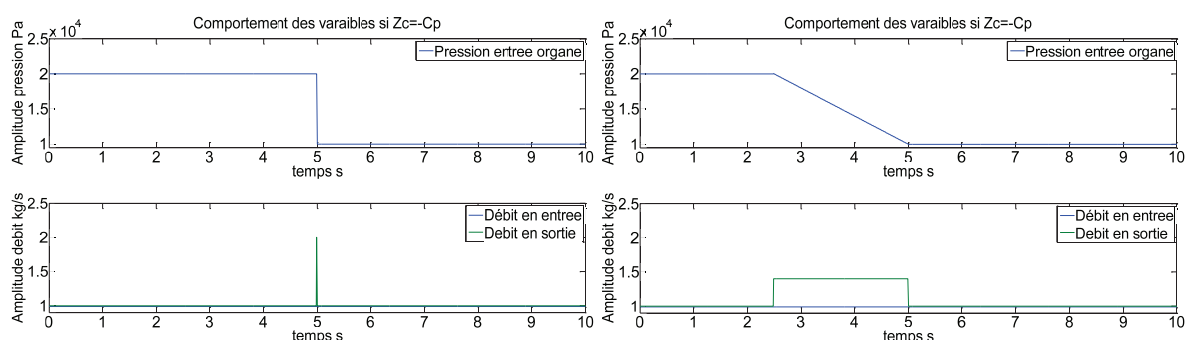


Figure 1.5 : Réponse d'un système avec  $Z_c = -C_p$  à une variation de la pression d'entrée

On peut voir sur les courbes de gauche que pour une diminution brusque de la pression d'entrée, le débit de sortie représente la dérivée de la fonction temporelle de la pression, donc ici un Dirac. Le débit d'entrée de la pompe reste constant et l'aire sous le pic correspond à la variation de la quantité de vapeur par cette baisse de pression : en effet lorsque la pression baisse on crée de la cavitation et par conséquent pendant une courte période de temps le débit de sortie est supérieur au débit d'entrée.

## Présentation des modèles RLC

Pour les courbes de droite de la Figure 1.5, on fait varier la pression d'entrée de manière progressive, ce qui fait varier le débit comme la dérivée de la pression, soit comme une rampe rectangulaire. L'aire obtenue par l'intégrale sur le temps de la différence entre les signaux du débit de sortie et le débit d'entrée, l'aire du rectangle sur la figure, correspond à la quantité de vapeur créée au cours du temps à cause de la diminution de pression d'entrée. On peut remarquer que lorsqu'on considère la compressibilité comme une somme de dérivateurs de différents ordres en rajoutant des termes quadratiques à  $Z_c$  [RUBIN 2004, BRENNEN 2012] la réponse du débit de sortie d'un tel système est la somme des réponses des systèmes dérivateurs d'ordre 1, 2, etc. Notamment, la réponse à une rampe affichée sur la partie droite de la Figure 1.5 sera la somme d'un créneau (dérivée d'ordre 1 d'une rampe, représentée sur la figure du bas à droite) et de deux impulsions (dérivée d'ordre 2 d'une rampe, une impulsion de ce type est représentée sur la figure du bas à gauche).

Comme une fluctuation très basse fréquence de la pression ou du débit peut être assimilée à la variation de la valeur moyenne de ces paramètres, la variation du débit de sortie va être après une période suffisamment longue égale à la variation du débit d'entrée uniquement et indépendante de la valeur de pression. C'est pourquoi aussi nous avons :

$$Z_{M,statique} = \left( \frac{\partial Q_s}{\partial Q_e} \right)_{P_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 1 \quad \text{Équation 1.45}$$

Cette analyse marche dans le cas de n'importe quel organe testé sur le banc d'essais. Cependant on peut remarquer que dans le cas cavitant ou dans le cas d'une volute élastique, la variation du débit de sortie peut être retardée par rapport à celle du débit d'entrée. L'intégrale sur le temps de la différence des débits volumiques d'entrée et de sortie représente la variation du volume de liquide contenu dans la pompe (ce volume peut notamment diminuer si le volume de cavitation augmente, ou augmenter si la volute se dilate). En passant dans l'espace de Laplace il est donc possible d'exprimer la pente pour  $f$  proche de 0 du terme de gain du débit  $Z_M$  en fonction de la valeur de la dérivée partielle de  $-\rho \frac{\partial V_{pompe}}{\partial \varphi} \Big|_{\sigma}$  ou bien de  $-\rho \frac{\partial V_{pompe}}{\partial Q_e} \Big|_{P_e}$ . C'est pourquoi dans la bibliographie on trouve assez souvent apparaître le terme 1-Mp pour qualifier l'allure du gain du débit [CERVONE 2009, DOTSON 2009]. Comme dans le cas de la compressibilité essayons de voir grâce à la Figure 1.6 comment varierait le débit de sortie dans le cas où l'on applique une consigne particulière sur le débit d'entrée (par variation brusque ou par rampe progressive) en régime cavitant et lorsque la pompe est infiniment rigide, tout en laissant la pression d'entrée constante.

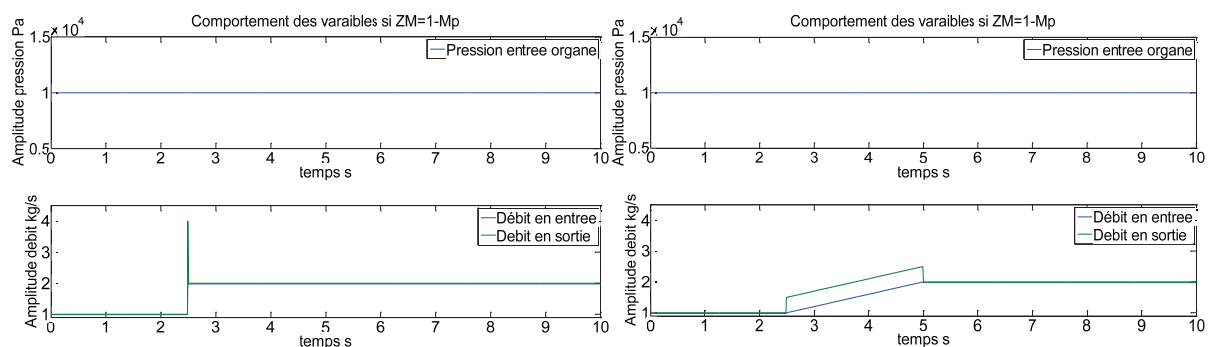


Figure 1.6 : Réponse d'un système avec  $Z_M=1-Mp$  à une variation du débit d'entrée

D'après les différents modèles proposés, pour une augmentation brusque du débit d'entrée en échelon, le volume de la poche de cavitation doit augmenter, c'est pourquoi l'intégrale sur le temps de la différence entre les courbes du débit d'entrée et du débit de sortie doit être positive. La quantité de cavitation créée est égale à l'aire sous le pic vert. La valeur du débit de sortie est la somme du débit d'entrée plus sa dérivée, qui est dans ce cas un Dirac.

Pour une variation progressive du débit d'entrée montrée sur les courbes de droite, la création du volume de vapeur doit s'accompagner d'une expulsion d'eau d'autant plus importante que la pente d'augmentation du débit est élevée. Le débit de sortie est donc la somme du débit d'entrée et de sa dérivée qui est une fonction rectangle. Lorsque la rampe cesse, le débit de sortie est le même que celui d'entrée. L'aire du parallélogramme entre les courbes verte et bleue sur la figure de droite représente donc la quantité de vapeur créée. On remarque qu'une telle variation du débit de sortie équivaut à une création immédiate du volume de vapeur sans aucun phénomène d'inertie ou de retard temporel.

En revanche, pour les deux autres coefficients, le gain de pression et l'inductance, leur gain statique dépendra de la pompe en place. Le gain de pression s'écrira lorsque la fréquence tend vers zéro :

$$Z_{m,statique} = \left( \frac{\partial P_s}{\partial P_e} \right)_{Q_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 1 + \frac{\partial \Delta P(Q)}{\partial P_e} \quad \text{Équation 1.46}$$

Où l'on note  $\Delta P$  la surpression générée par la pompe ou bien la perte de charge due à l'organe passif étudié. Pour un organe passif quelconque, ce terme ne doit pas dépendre de la pression d'entrée, mais uniquement du débit. En revanche, pour un organe passif en cavitation, la variation de la pression d'entrée peut changer la quantité de vapeur à l'intérieur de l'organe (comme la VDR) qui va ainsi obstruer plus ou moins le passage. Pour une pompe, le terme  $\frac{\partial \Delta P}{\partial P_e}$  représente la tangente à la courbe de chute de performance de la surpression. Ce terme est nul en régime non-cavitant et donc on peut affirmer :

$$Z_{m,statique \text{ non-cavitant}} = 1 \quad \text{Équation 1.47}$$

En ce qui concerne le gain statique du coefficient d'inductance, on peut essayer de l'estimer de manière approximative à partir des valeurs déterminées expérimentalement lorsque le régime de fonctionnement change :

$$Z_{L,statique} = \left( \frac{\partial \bar{P}_s}{\partial \bar{Q}_e} \right)_{P_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = \frac{\Delta P_s}{\Delta Q} \quad \text{Équation 1.48}$$

Il suffit donc de faire le rapport entre la différence des pressions **moyennes** de sortie de l'organe considéré et les débits **moyens** traversant la pompe, pour deux régimes de fonctionnement proches. Supposons que nous disposons d'un moyen de faire varier instantanément le débit moyen d'entrée, et qu'on crée une rampe, par exemple le débit moyen augmente. Pour une inductance réelle positive, on aurait alors la pression de sortie qui chute instantanément, en rampe, il s'agit alors d'une résistance créant une perte de charges supplémentaire. Si cette résistance est négative, alors la pression de sortie augmente instantanément lorsque le débit augmente.

### 1.13. Conclusion

D'après les analyses des termes comme la compressibilité et le gain du débit on peut voir que les modèles proposés par [BRENNEN 1994, CERVONE 2009, WANG 1984, DOTSON 2009] donnent une idée du comportement d'un organe, de son gain statique et d'une pente-tendance à des fréquences suffisamment basses, et offrent des modèles d'ordre réduit qui sont faciles à intégrer dans une modélisation globale du système. Cependant, il s'agit d'une analyse quasi-statique et les résultats des termes de la matrice de transfert divergent pour les fréquences plus élevées [BRENNEN 1994, OHASHI 1969]. Il paraît donc judicieux de limiter le domaine de validité de ces modèles à des basses fréquences, à savoir de 5 à 10Hz maximum, et de regarder expérimentalement le comportement des différents composants avant de vouloir essayer d'établir un modèle mathématique ou physique. Les résultats de caractérisation de fonction de transfert seront comparés aux prédictions obtenues d'après les modèles, notamment au modèle de Brennen.

Afin de pouvoir calculer la matrice de transfert de la pompe ou bien de n'importe quel organe il est nécessaire tout d'abord de mesurer les fluctuations de débit et de pression aux bornes de l'organe. Le choix du moyen d'instrumentation aura une influence sur la conception globale du banc, c'est pourquoi il a été effectué en aval de la conception mécanique du banc d'essais. Une étude bibliographique a été conduite dans le cadre de la thèse pour comparer les différentes méthodes de débitmètrie instationnaire. Les résultats sont présentés dans l'annexe 1 du mémoire. Le principe retenu compte tenu des différentes contraintes est la méthode des trois capteurs.

Le chapitre suivant est consacré à la description du moyen de mesure choisi et à la justification du choix effectué. Tout d'abord nous présenterons les notions relatives à la débitmètrie par trois capteurs de pression fluctuante, ensuite nous implémenterons cette mesure sur une simulation numérique de la fluctuation du débit et de la pression dans un tuyau qui sera par la suite couplé au calcul d'un Venturi cavitant [MARIE-MAGDELEINE 2012]. Cette démarche nous a également permis de valider le choix des capteurs. Pour que la méthode choisie soit utilisable dans le post-traitement des essais expérimentaux il est tout d'abord nécessaire d'évaluer sa robustesse par rapport à d'éventuelles incertitudes de mesure que l'on peut implémenter artificiellement dans la simulation (comme notamment un bruit blanc indépendant sur chaque mesure simulée du capteur de pression).

## 2. Débitmétrie instationnaire. Méthode des trois capteurs pour la reconstitution du débit.

### 2.1.Cahier de charges pour la débitmétrie instationnaire

La débitmétrie à mettre en place sur le banc Cavhyte devra répondre à un certain nombre d'exigences pour que les mesures du débit fluctuant puissent avoir lieu. Tout d'abord, la réponse dynamique de la méthode doit être suffisamment élevée pour mesurer les fluctuations du débit à haute fréquence qui se produiront au sein du fluide. En effet la fréquence maximale excitée par le système de modulation développé dans le cadre de ce projet est de 50Hz, par conséquent le moyen de mesure doit être capable de visualiser les ondes de débit instationnaire à une fréquence d'acquisition d'au moins 500Hz, soit 10 points par période d'onde. De plus, la discrétion de la méthode de mesure doit être assurée, elle doit absolument être non-intrusive car le comportement des organes cavitants peut être très sensible à la moindre perturbation venant de l'amont et parce que les capteurs intrusifs présentent un risque de cavitation. Certains bancs étudiant le phénomène POGO [STEVANS, 1971] mettent en œuvre une méthode de débitmétrie non-intrusive en amont mais également une méthode intrusive à l'aval de la pompe à caractériser. Pour le cas de banc Cavhyte il est préférable d'appliquer la même méthode en amont et en aval de l'organe, à cause des considérations de modulabilité du banc, quitte à mettre un deuxième appareil de débitmétrie instationnaire adjacent, de manière à évaluer la reproductibilité des mesures fournies par le débitmètre principal. On pourrait par exemple envisager d'installer un débitmètre instationnaire supplémentaire d'un autre type servant de référence.

La technique de la mesure du débit choisie doit être compatible avec toutes les caractéristiques du banc d'essais dont la vitesse du fluide, la propreté de l'eau, l'utilisation des matériaux métalliques pour les conduites. Il est aussi préférable d'éviter les particules marqueurs dans la mesure du possible, parce que le banc d'essais comporte des tuyauteries à petit diamètre et des sections de passage très fines qu'il sera difficile d'entretenir. De même, si les marqueurs sont des bulles de gaz, leur présence peut modifier le comportement dynamique du dispositif expérimental. Il est aussi préférable d'avoir une instrumentation solide (pour des fluctuations de débit de l'ordre de  $2\text{kg/s} \pm 10\%$  et de pression de  $5\text{bar} \pm 10\%$ ) et précise à 1-2% de l'étendue de mesure. Cependant cette valeur d'incertitude sera à confirmer par une étude plus détaillée dans les chapitres suivants afin de savoir si elle permet de mener à bien le processus d'identification. Par ailleurs, à partir de la résolution de mesure il sera possible de statuer sur le type de la carte d'acquisition nécessaire.

### 2.2.Etude bibliographique sur la méthode de débitmétrie instationnaire choisie

La méthode choisie pour effectuer les mesures du débit fluctuant dans le banc Cavhyte est la méthode des trois capteurs. C'est pourquoi nous présentons ci-dessous une étude de cette méthode qui permettra d'établir un cahier de charges qui guidera le choix du matériel nécessaire à la mise en place. Cependant plusieurs méthodes ont été envisagées pour effectuer la mesure du débit fluctuant, et une étude comparative des différentes méthodes a été effectuée au cours de la thèse. Cette étude est présentée de manière complète dans la partie annexe. On présente alors les principes généraux des autres méthodes, ainsi que quelques exemples d'application de la débitmétrie instationnaire sur d'autres bancs de test qui répondent aux problématiques similaires.

## 2.2.1. Principe général de la méthode

Cette méthode de débitmétrie instationnaire, aussi appelée méthode KDP par certains auteurs (Kinetic Differential Pressure) consiste à placer plusieurs capteurs de pression distancés d'une longueur égale sur une conduite. En effet deux capteurs suffisent pour avoir le débit fluctuant si l'opérateur connaît la valeur exacte de la célérité des ondes, sinon trois capteurs sont nécessaires pour mesurer le débit et la vitesse du son dans la conduite. Parfois des capteurs supplémentaires sont employés [DORDAIN 1974, STEVANS 1971] pour avoir une redondance dans les mesures et ainsi faire une moyenne. Un schéma de l'expérience effectuée par [DORDAIN 1974] est présenté sur la Figure 2.1. Ces trois capteurs sont généralement des capteurs de pression dynamique de type piézoélectrique ou plus rarement, piézorésistif [CATANIA 2009]. La pression instantanée lue sur ces trois capteurs diffère légèrement à cause des ondes de pression qui se propagent à travers la tuyauterie. La propagation de ces ondes est régie par les équations de Barré Saint-Venant qui lient les fluctuations de pression à celles du débit. Ainsi on peut déduire en temps réel les fluctuations du débit et de la pression.

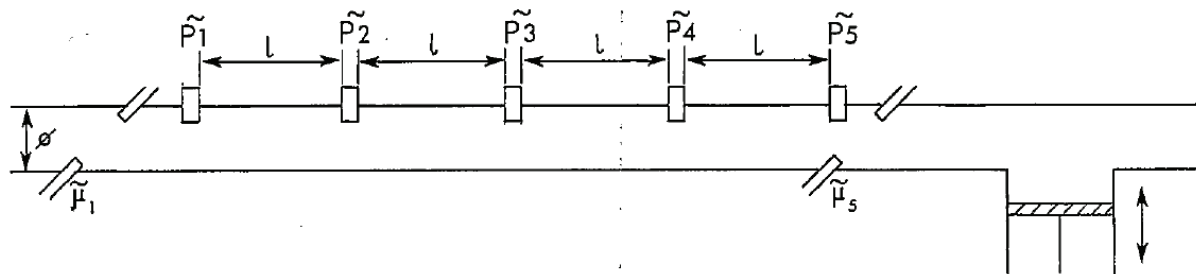


Figure 2.1 : Méthode de la débitmétrie instationnaire par KDP [Source : Dordain 1974]

L'intensimétrie hydroacoustique est couramment utilisée pour des nombreuses applications, comme la mesure du débit dans les oléoducs [KASHIMA 2011], mais aussi dans les colonnes d'huile [WASHIO 1996], dans les centrales hydroélectriques [BLOMMAERT 2000], dans l'injection « common-rail » des moteurs [CATANIA 2009], et bien sûr pour un écoulement d'eau dans les bancs d'essais de pompes [CHARLEY 2001, DAVID 1998, DORDAIN 1974, LAURO 1998, STEVANS 1971]. Cependant les équations reliant la pression entre les capteurs de pression peuvent varier selon les applications. Ainsi, dans les colonnes d'huile, l'écoulement est laminaire, la viscosité joue un rôle important et le profil transversal de l'écoulement est pris en compte. Pour les pipelines de grande longueur, on prend en compte la perte de charges dans le tuyau. [BLOMMAERT 2000] utilise cette même technique pour les essais de caractérisation des turbines Francis. L'avantage de cette méthode est qu'elle est non-intrusive (les capteurs étant affleurant), très rapide (les capteurs de pression peuvent fonctionner jusqu'au moins 100kHz), et qu'on peut mesurer la pression fluctuante en même temps et au **même endroit** que le débit. [KASHIMA 2011] donne le pourcentage d'erreur de cette méthode de mesure qui est inférieure à 3% lorsque les capteurs sont très éloignés l'un de l'autre. L'auteur souligne aussi que la méthode est bien moins précise pour des fréquences proches de la résonance du banc. [CHARLEY 2011] trouve une erreur sur les termes de la matrice de transfert de l'ordre de quelques dixièmes de dB pour les fréquences de 5Hz à 50Hz en utilisant cette méthode. Les inconvénients de la méthode sont qu'elle est indirecte et les erreurs de mesure de pression se propagent sur l'évaluation du débit. Cependant les incertitudes obtenues évaluées dans le paragraphe suivant montrent qu'avec les capteurs piézométriques récents la précision et la vitesse satisfont le cahier de charges. Un autre inconvénient est la quantité de mémoire nécessaire pour stocker les informations



des mesures des trois capteurs de pression, sachant que la fréquence d'acquisition est bien supérieure aux 500Hz nécessaires au cahier de charges, car le système doit par conséquent savoir détecter le passage d'une onde acoustique au niveau d'un capteur avant qu'elle n'arrive au capteur suivant.

### 2.2.2. Equations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement

Les équations de conservation dans une conduite cylindrique pour un écoulement incompressible unidimensionnel d'eau s'écrivent de la façon suivante :

Equation de conservation de masse :

$$\frac{d\rho}{dt} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad \text{Équation 2.1}$$

Soit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.2}$$

On introduit la célérité du son  $c$  dans le milieu infini non confiné par :  $c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s$ . La valeur de la célérité  $a$  dans une conduite cylindrique est donnée en fonction de la célérité du fluide dans le milieu infini par la formule :

$$a = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{\rho_{\text{fluide}} c^2 D_i}{e E}}} \quad \text{Équation 2.3}$$

En notant  $E$  le module de Young du matériau de la conduite,  $e$  l'épaisseur de la conduite,  $D_i$  le diamètre interne.

**Il faut noter dès le départ que l'on adopte l'hypothèse  $u \ll a$ . Dans le cas contraire il aurait fallu prendre en compte l'effet du nombre de Mach de l'écoulement moyen. [CHARLEY 2001] cite les équations valables dans ce cas.**

Finalement l'équation de conservation de masse mène à l'équation suivante :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.4}$$

Où  $D_i$  est le diamètre interne de la conduite (43mm),  $e$  son épaisseur (2mm),  $E$  le module de Young du matériau (200GPa) pur l'acier inoxydable. Le débit qui traversera la boucle variera entre 1 et 3kg/s, pour des fluctuations relatives de l'ordre de 10% du débit moyen.

Equation de conservation de la quantité de mouvement :  $\rho \frac{d\vec{u}}{dt} = -\vec{\nabla} p + \mu \Delta \vec{u}$

En analysant les ordres de grandeur, on s'attend à voir les fluctuations de vitesse d'amplitude de l'ordre de 0.15m/s, avec la masse volumique  $\rho=1000\text{kg.m}^{-3}$ , la viscosité dynamique de l'eau d'environ  $\mu=10^{-3}\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$ , et la longueur d'onde dans la conduite métallique de l'ordre de 20 à 200m pour des

fréquences de 5 à 50Hz. A l'aide de ces données numériques on peut évaluer l'amplitude attendue des différents termes de l'équation de conservation de quantité de mouvement.

Le terme Laplacien s'écrit selon la direction x en coordonnées cylindriques :  $\Delta u = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$

*NB : Contrairement à [WASHIO 1996] où le nombre de Reynolds avoisine 100 et l'écoulement est laminaire et où la contribution la plus importante dans le Laplacien vient de la part des termes en r, pour notre application le nombre de Reynolds vaut environ 80000 et l'écoulement est turbulent. Par conséquent le profil d'écoulement sera plus uniforme dans la direction radiale et on peut faire l'hypothèse que la vitesse varie uniquement en fonction de l'abscisse.*

On vérifie par le calcul d'ordre de grandeur que le terme lié à la viscosité  $\mu \Delta \vec{u}$  est négligeable devant  $\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t}$  pour une longueur correspondante à la distance entre les capteurs.

En négligeant les frottements visqueux et en supposant l'écoulement du fluide unidimensionnel :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.5}$$

L'application de la même méthode aux cas différents du nôtre implique parfois des hypothèses différentes. Ainsi, [WASHIO 1996] prend en compte le gradient de vitesse selon la direction radiale pour l'étude de l'écoulement de colonne d'huile, alors que [KASHIMA 2011] ne néglige pas la perte de charges dans le tuyau pour l'écoulement dans un tuyau long. Il est intéressant de se confronter aux équations de Kashima pour voir l'effet de perte de charges éventuel. Cependant il faut noter que l'équation de Darcy-Weisbach communément utilisée pour calculer les pertes de charges dans une conduite cylindrique [KASHIMA 2011, CATANIA 2009] n'est pas valable pour un écoulement instationnaire [LONGATTE 1998].

*NB : Certains auteurs [CHEN 2005, NAKANO, WASHIO 1994] étudient l'application de la même méthode de débitmétrie sur un écoulement d'huile dont le coefficient de viscosité est beaucoup plus élevé que pour l'eau (environ 50 fois). Dans ce cas, l'expression du gradient de pression donne alors en passant en espace de Laplace :*

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{I_0 \left( R \sqrt{\frac{p}{v}} \right)}{I_2 \left( R \sqrt{\frac{p}{v}} \right)} U p \quad \text{Équation 2.6}$$

En appelant  $p$  la variable de Laplace,  $P$  et  $U$  les transformées de Fourier de pression et de vitesse,  $R$  le rayon de la conduite,  $I_0$  et  $I_2$  sont les fonctions de Bessel modifiées de second type d'ordre 0 et 2. [OLUFSEN 2004] présente un calcul détaillé appliqué au flux sanguin (fluide non-newtonien) en passant par une approche similaire.

### 2.2.3. Equations de Saint-Venant

On en arrive aux équations (2.5, 2.8) de Saint-Venant dans un tuyau, et on peut écrire en négligeant les frottements visqueux et les pertes de charge :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.7}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.8}$$

NB : La deuxième équation de Saint-Venant en prenant compte de la perte de charges liée à la viscosité écrite d'après la formule de Darcy-Weisbach [KASHIMA 2011] serait :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{u|u|}{2D} = 0 \quad \text{Équation 2.9}$$

En notant  $f$  le coefficient de frottement et  $D$  le diamètre de la conduite. On peut poser  $K_f = f \frac{|u_0|}{2D}$

En éliminant le terme du gradient de vitesse on a l'expression exacte de la dérivée de la vitesse :

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \frac{u}{\rho a^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \left( 1 - \frac{u^2}{a^2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.10}$$

On pose  $u = u_0 + \tilde{u}$  la somme de la vitesse moyenne et de la partie fluctuante. Nous rappelons que  $u \ll a$  et  $\tilde{u} \ll u_0$  Soit en écrivant l'équation 2.11 à l'ordre 0 :

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} \approx \frac{u_0}{\rho a^2} \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{Équation 2.11}$$

C'est à partir de cette formule que l'on peut retrouver les fluctuations du débit en fonction de la connaissance des signaux de pression. En passant dans l'espace de Fourier on peut écrire que :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{u_0}{a^2} P j\omega - \rho U j\omega \quad \text{Équation 2.12}$$

On note cette fois-ci  $p=j\omega$  la variable de Laplace,  $P$  la transformée de la partie fluctuante de la pression et  $U$  celle de la partie fluctuante de la vitesse du fluide. Cependant la connaissance du gradient de pression est nécessaire pour déterminer l'expression de la vitesse. En pratique on peut mesurer le gradient de pression uniquement à partir des mesures de deux capteurs, cependant la valeur trouvée est assez grossière à cause de l'éloignement des capteurs. On rappelle que le débit massique s'exprime en fonction de la vitesse comme  $Q = \rho US$  en notant  $S$  la section de la conduite, et la hauteur piézométrique  $H$  en fonction de la pression comme  $P_g = \rho g H = P + \rho g z$

### 2.2.4. Ecriture sous forme de matrice de transfert

A partir des équations de Saint-Venant et en passant dans l'espace fréquentiel il est possible d'établir la fonction de transfert d'un tuyau simple.

-Cas sans perte de charges [DORDAIN 1974]

On exprime en espace de Fourier les gradients de pression et de la vitesse en fonction de la pression et de la vitesse :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{j\omega}{a^2 - u_0^2} (u_0 P - \rho a^2 U) \quad \text{Équation 2.13}$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{j\omega}{a^2 - u_0^2} \left( u_0 U - \frac{1}{\rho} P \right) \quad \text{Équation 2.14}$$

Par conséquent la matrice de transfert d'un tuyau simple sans pertes de charge [DESMET 1988] entre les positions 0 et x est définie par l'exponentielle de la matrice  $xK = \frac{j\omega x}{a^2 - u_0^2} \begin{pmatrix} u_0 & -\rho a^2 \\ -\frac{1}{\rho} & u_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{pmatrix}$

On pose  $m^2 = \left( \frac{\text{Tr}(K)}{2} \right)^2 - \det(K)$  on a alors  $\lambda_{1,2} = \text{Tr}(K) \pm m$  comme 2 valeurs propres de K dont on peut prouver qu'elles sont distinctes (car  $a \neq 0$  m/s).

On peut calculer cette exponentielle par la formule  $M(x) = \exp(Kx) = \sum_{k=0}^{+\infty} \frac{(Kx)^k}{k!}$ . Et en diagonalisant la matrice K. En effet dans le corps des nombres complexes le polynôme caractéristique de K (polynôme annulateur d'après le théorème de Cayley-Hamilton) est scindé de degré deux, dont les racines sont les valeurs propres distinctes, donc K est diagonalisable.

$$K = -\frac{\beta}{2m} \begin{pmatrix} \frac{1}{\lambda_1 - \alpha} & \frac{1}{\lambda_2 - \alpha} \\ \frac{1}{\beta} & \frac{1}{\beta} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\lambda_2 - \alpha}{\beta} & -1 \\ \frac{\alpha - \lambda_1}{\beta} & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 2.15}$$

Et pour exprimer M(x) il suffit de prendre l'exponentielle des termes diagonaux et de tout remultiplier. On retrouve l'expression de M(x) obtenue par [PINTIAU 2011]

$$M(x) = \exp\left(\frac{\alpha + \delta}{2} x\right) \begin{pmatrix} ch(mx) + \left(\frac{\alpha - \delta}{2m}\right) & \frac{\beta}{m} sh(mx) \\ \frac{\gamma}{m} sh(mx) & ch(mx) - \left(\frac{\alpha - \delta}{2m}\right) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 2.16}$$

Soit en substituant les coefficients alpha, béta, gamma et delta par leurs valeurs respectives :

$$M(p, x) = \exp\left(\frac{j\omega x u_0}{a^2 - u_0^2}\right) \begin{pmatrix} ch\left(\frac{j\omega x}{a}\right) & -\rho a \cdot sh\left(\frac{j\omega x}{a}\right) \\ -\frac{1}{\rho a} sh\left(\frac{j\omega x}{a}\right) & ch\left(\frac{j\omega x}{a}\right) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 2.17}$$

On peut remarquer que cette matrice possède plusieurs propriétés intéressantes. Tout d'abord on a la propriété exponentielle  $M(x+y) = M(x)M(y)$

La deuxième propriété est que le module du déterminant vaut 1 et qu'en plus l'énergie massique liée aux fluctuations de pression et de la vitesse définie par  $e_v = \left( \left( \frac{\|P\|}{\rho a} \right)^2 + \|U\|^2 \right)$  se conserve tout le long de la tuyauterie. Elle n'est pas atténuée dans le cas où les pertes dues aux frottements visqueux sont nulles.

-Cas avec perte de charges [KASHIMA 2011, PINTIAU 2011]

En reprenant la formule de Saint-Venant avec les frottements du paragraphe précédent, on trouve les expressions suivantes :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{1}{a^2 - u_0^2} (u_0 P j\omega - \rho a^2 U(j\omega + K_f)) \quad \text{Équation 2.18}$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{a^2 - u_0^2} \left( u_0 U(j\omega + K_f) - \frac{1}{\rho} P j\omega \right) \quad \text{Équation 2.19}$$

Mutatis mutandis :

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial P}{\partial x} \\ \frac{\partial U}{\partial x} \end{pmatrix} = \frac{1}{a^2 - u_0^2} \begin{pmatrix} u_0 j\omega & -\rho(j\omega + K_f)a^2 \\ -\frac{j\omega}{\rho} & u_0(j\omega + K_f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P \\ U \end{pmatrix} \quad \text{Équation 2.20}$$

Par conséquent nous avons :

$$m^2 = \frac{\frac{u_0 K_f^2}{4} + a^2(j\omega)^2 + a^2 j\omega K_f}{(a^2 - u_0^2)^2} \quad \text{Équation 2.21}$$

Et donc pour la matrice de transfert entre les abscisses 0 et x :  $\begin{pmatrix} P(x) \\ U(x) \end{pmatrix} = M'(j\omega, x) \begin{pmatrix} P(0) \\ U(0) \end{pmatrix}$  avec  $M'$  :

$$\exp\left(\frac{(2j\omega + K_f)xu_0}{2(a^2 - u_0^2)}\right) \begin{pmatrix} ch\left(\frac{x(j\omega(j\omega + K_f))^{1/2}}{a}\right) & -\rho a \left(\frac{j\omega + K_f}{j\omega}\right)^{1/2} sh\left(\frac{x(j\omega(j\omega + K_f))^{1/2}}{a}\right) \\ -\frac{1}{\rho a} \left(\frac{j\omega}{j\omega + K_f}\right)^{1/2} sh\left(\frac{x(j\omega(j\omega + K_f))^{1/2}}{a}\right) & ch\left(\frac{x(j\omega(j\omega + K_f))^{1/2}}{a}\right) \end{pmatrix}$$

L'implémentation de ces matrices de transfert dans un code numérique sous Matlab a été effectuée afin d'évaluer le comportement global du banc d'essais. La description des calculs réalisés sera présentée dans le chapitre 4.

### 2.2.5. Hypothèse sur la masse volumique

Une autre question qu'il faut se poser est celle du caractère homogène et stationnaire de la masse volumique  $\rho$ . Deux causes principales capables d'influencer la masse volumique ont été inspectées : d'une part la variation de température de l'eau et d'autre part la teneur en gaz dissous. Le tableau de la masse volumique de l'eau en fonction de la température donne  $\rho=999.8 \text{ kg/m}^3$  à  $0^\circ\text{C}$ ,  $\rho=999.7 \text{ kg/m}^3$  à  $10^\circ\text{C}$ ,  $\rho=998.2 \text{ kg/m}^3$  à  $20^\circ\text{C}$ ,  $\rho=995 \text{ kg/m}^3$  à  $30^\circ\text{C}$  et enfin  $\rho=992.7 \text{ kg/m}^3$  pour une température de  $40^\circ\text{C}$ , soit une variation de 0,7% entre 0 et 40 degrés. Par conséquent, l'effet de la température paraît faible si on s'attend aux légères variations de celle-ci entre 10 et  $20^\circ\text{C}$ , mais il faudra surveiller les mesures fournies par les sondes platine durant les essais.

Une autre cause possible de la variation de la masse volumique est la quantité des gaz dissous dans le liquide. Pour cette petite étude on utilise la loi d'Henri pour estimer la quantité des principaux constituants de l'air (dioxygène et diazote) qui peuvent être contenus dans le fluide. La loi d'Henri affirme qu'à température constante et à saturation, la quantité de gaz dissous dans un liquide est proportionnelle à la pression partielle qu'exerce ce gaz sur le liquide. Par ailleurs d'après la loi de Dalton, la pression totale exercée par le mélange est somme des pressions partielles des

constituants. Par conséquent on peut dire que pour l'air à la température de 25°C et la pression de 1bar :

$$C_{O_2} = K_{Cp} P_{O_2} = 1.3 * 10^{-3} \text{mol.L}^{-1}.\text{bar}^{-1} * 0.25\text{bar} = 3.25 * 10^{-4} \text{mol.L}^{-1}$$

$$C_{N_2} = K_{Cp} P_{N_2} = 6.1 * 10^{-4} \text{mol.L}^{-1}.\text{bar}^{-1} * 0.75\text{bar} = 4.57 * 10^{-4} \text{mol.L}^{-1}$$

En sachant que la masse molaire de dioxygène vaut 32g/mol et celle du diazote vaut 28g/mol, on arrive à environ 50 et 60 mg d'air par kg d'eau saturée en gaz, soit au maximum 0.01% de variation pour la masse volumique seulement. Au final, on peut faire l'hypothèse que la masse volumique reste constante tout au long de l'expérience.

### 2.2.6. Etablissement des équations d'ondes montante-descendante

La deuxième simplification que l'on peut effectuer concerne les termes convectifs des équations. En effet la vitesse du fluide  $u_0$  est inférieure à 2m/s, alors que la célérité du son  $a$  est supérieure à 1000m/s, on peut donc négliger les termes convectifs en  $u \frac{\partial}{\partial x}$  dans les équations de Saint-Venant devant les termes instationnaires en  $\frac{\partial}{\partial t}$ . On arrive alors aux équations :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.22}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{Équation 2.23}$$

Qui se simplifient en équations des ondes de célérité  $a$  :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad \text{Équation 2.24}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad \text{Équation 2.25}$$

Pour un cas d'onde monofréquentielle à pulsation  $\omega$ , on cherche des solutions à cette équation sous forme d'une somme d'une onde montante et une onde descendante :

$$p(x, t) = \rho g (A e^{i\omega(t - \frac{x}{a})} + B e^{i\omega(t + \frac{x}{a})}) \quad \text{Équation 2.26}$$

On en déduit :

$$u(x, t) = \frac{g}{a} (A e^{i\omega(t - \frac{x}{a})} - B e^{i\omega(t + \frac{x}{a})}) \quad \text{Équation 2.27}$$

En notant  $g$  la pesanteur. Les coefficients  $A$  et  $B$  dépendent uniquement de la fréquence, ayant pour dimension la hauteur de colonne de fluide. Pour le cas d'une onde multifréquentielle, il suffit de sommer sur toutes les fréquences. Le système étant supposé linéaire, il n'y a pas de transfert d'énergie entre les ondes de fréquences différentes.

Les coefficients  $A$  et  $B$  ne sont pas obligatoirement reliés entre eux. Cependant pour des cas particuliers d'écoulement en fonction des conditions limites telles qu'une sortie libre (non-réflexion

des ondes acoustiques) ou le nœud de pression en sortie ces grandeurs sont liées entre elles. Ainsi on remarque que pour une onde stationnaire obtenue lorsqu'il n'y a aucune atténuation en bout de conduite (condition de nœud de pression), les coefficients A et B vérifient  $A(f)e^{-ikl} + B(f)e^{ikl} = 0$ . De l'autre côté, pour une condition de sortie libre, un des coefficients sera nul [LONGATTE 1998].

### 2.2.7. Passage en transformée de Fourier

A partir des mesures des trois capteurs on peut retrouver la célérité du son et le débit fluctuant grâce au système d'équations d'onde montante-descendante proposé dans l'article de [LAURO 1998] :

$$H1 = A(f)e^{ikl} + B(f)e^{-ikl} \quad \text{Équation 2.28}$$

$$H2 = A(f) + B(f) \quad \text{Équation 2.29}$$

$$H3 = A(f)e^{-ikl} + B(f)e^{ikl} \quad \text{Équation 2.30}$$

Où H1, H2 et H3 sont les hauteurs piézométriques lues par les trois capteurs, A et B sont les amplitudes fréquentielles d'onde montante et descendante, l est la longueur séparant les capteurs, et  $k = \frac{2\pi f}{a}$  est le nombre d'onde avec f la fréquence et a la célérité. Les paramètres A, B et a sont des inconnues que l'on peut retrouver en résolvant l'équation.

$$\frac{H_1 + H_3}{2H_2} = \frac{e^{ikl} + e^{-ikl}}{2} = \cos\left(\frac{2\pi fl}{a}\right) \quad \text{Équation 2.31}$$

On retrouve l'expression de la célérité de l'onde à partir des mesures de la hauteur piézométrique :

$$a = \frac{2\pi fl}{\arccos\left(\left\|\frac{H_1 + H_3}{2H_2}\right\|\right)} \quad \text{Équation 2.32}$$

On peut se demander si la fonction arccosinus est bien définie dans ce cas, surtout pour des mesures expérimentales imparfaites. On vérifie que le terme  $\left\|\frac{H_1 + H_3}{2H_2}\right\|$  est légèrement inférieur à 1. Si on rajoute une composante de bruit sur les valeurs des signaux de pression correspondant aux incertitudes attendues (le calcul sera présenté dans le paragraphe 2.5), ce terme reste inférieur à 1 d'après les simulations numériques, ce qui fait que l'arccosinus est toujours défini. Pourtant l'application de cette formule à l'expérience sur le banc d'essais peut conduire à des résultats erronés, présentés dans le chapitre 6 de ce mémoire. Cependant il faut noter que la valeur de la célérité a obtenue est d'autant plus précise que l'amplitude des signaux fréquents est élevée. Par conséquent la formule précédente doit être prise pour des fréquences correspondant à la fréquence d'oscillation, ou au pire au cas maximum du vecteur fréquentiel.

La hauteur et le débit en n'importe quel point du tronçon s'écrit alors :

$$H(x, f) = A(f)e^{-ikx} + B(f)e^{ikx} \quad \text{Équation 2.33}$$

$$Q_v(x, f) = \frac{gS}{a}(A(f)e^{-ikx} - B(f)e^{ikx}) \quad \text{Équation 2.34}$$

Où  $g$  est la pesanteur,  $S$  la section de la conduite.  $H$  est ici la hauteur piézométrique en mCE, et  $Q_v$  le débit volumique en  $m^3/s$ . Il faut noter que les équations ci-dessus ne prennent pas en compte les pertes de charge. Le calcul du terme visqueux a montré que celles-ci sont très petites (la viscosité dynamique de l'eau est de l'ordre de  $10^{-3} Pa.s$ , et on peut vérifier que pour une onde de débit-pression entre 5 et 50Hz qui se propage et qui a une amplitude de quelques dixièmes de bar et de quelques dixièmes de m/s, l'influence du terme visqueux  $\mu \Delta \vec{u}$  est petite devant le gradient de pression et devant l'accélération). Les résultats de modélisation numérique en prenant en compte les pertes de charge sont présentés dans les travaux de [CATANIA 2009, KASHIMA 2011].

*NB : [BLOMMAERT 2000] a eu recours à l'intensimétrie hydroacoustique pour étudier la propagation d'ondes dans la conduite d'adduction de la turbine Francis. Il propose ainsi une écriture des ondes montante et descendante en fonction du coefficient de réflexion  $K$  en bout de la conduite.*

*Dans le cas où l'on connaît le coefficient de réflexion  $K$  en bout de conduite, les équations pour la hauteur  $H$  et le débit  $Q$  s'écrivent de la façon suivante :*

$$H(x, f) = B'(f) \frac{(K + 1)e^{ik(l-x)} + (K - 1)e^{-ik(l-x)}}{(K + 1)e^{ikl} + (K - 1)e^{-ikl}} \quad \text{Équation 2.35}$$

$$Q_v(x, f) = \frac{gS}{a} B'(f) \frac{(K + 1)e^{ik(l-x)} - (K - 1)e^{-ik(l-x)}}{(K + 1)e^{ikl} + (K - 1)e^{-ikl}} \quad \text{Équation 2.36}$$

Le coefficient  $K$  vaut 1 pour une sortie libre et 0 pour une condition limite purement réfléchissante du type nœud de pression.

Blommaert remarque que les conditions aux limites purement réfléchissantes peuvent poser problème si le capteur se trouve au niveau du nœud de pression d'une onde stationnaire. Ce risque sera évalué dans le chapitre 4 de ce manuscrit par une simulation numérique. La simulation hydroacoustique à l'aide de la méthode des caractéristiques a été implémentée elle aussi avec des conditions limites purement réfléchissantes. Lorsque les capteurs ne se trouvent pas sur les nœuds de pression, la reconstitution du débit a été possible.

Dans notre cas on a prouvé que l'amplitude des effets visqueux et des pertes de charge est négligeable, l'écoulement est supposé unidimensionnel. Concernant les hypothèses adoptées par Blommaert, nous écrirons les équations dans le cas général, sans faire d'hypothèses sur le coefficient de réflexion.

Il est très utile pour nous de pouvoir extrapoler les résultats de mesure aux différentes positions dans la conduite afin d'estimer la fonction de transfert aux bornes de l'organe cavitant sans prendre en compte la longueur du tuyau en amont et en aval qui le séparent des capteurs de pression. De plus, si l'organe étudié est séparé du tronçon de mesure par un coude, alors la connaissance de la fonction de transfert de ce dernier nous permet de calculer la fonction de transfert de l'organe étudié. L'implémentation de la reconstitution du débit à partir des signaux de pression comparée à la génération du débit par la méthode des caractéristiques présentée dans le paragraphe suivant montre que l'extrapolation des mesures du débit est très précise en dehors du tronçon de mesure.



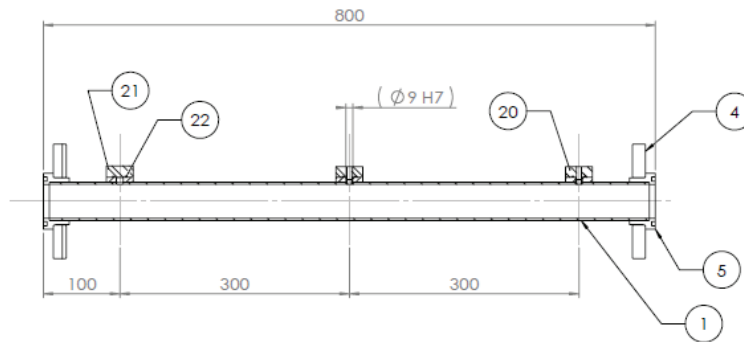


Figure 2.2 : Schéma d'un tronçon intensimétrique

Comme on peut le voir sur la Figure 2.2, les capteurs de pression qui mesurent indirectement les fluctuations de débit doivent être espacés suffisamment loin (30cm pour se situer sur le même tronçon intensimétrique) pour que la différence de pression mesurée entre les deux capteurs (due à la propagation d'ondes) soit grande devant la tolérance de mesure (d'un point de vue pratique on a besoin d'environ 0.1mbar de tolérance pour un capteur de pression piézométrique et les capteurs disponibles sur le marché sont suffisamment précis pour assurer cette mesure). D'un autre côté les capteurs doivent être placés suffisamment près l'un de l'autre afin que l'hypothèse sur la linéarisation en  $x$  de l'équation de Saint-Venant sur le tronçon soit validée (ici c'est bien le cas, car on a une longueur d'onde dans une conduite en acier inoxydable d'environ 20m à 50Hz, pour une célérité avoisinant 1000m/s utilisée plus bas). Enfin les capteurs doivent être suffisamment rapides pour visualiser le front d'onde : pour avoir au moins 10 points par front pour une distance de 30cm entre les capteurs il faut une fréquence d'échantillonnage d'au moins 30kHz [DORDAIN 1974].

A partir de cette équation on peut aussi déduire le cahier des charges que doivent satisfaire nos capteurs de pression, à savoir qu'il y a deux contraintes. D'une part il faut pouvoir visualiser le front montant d'une pression fluctuante sur un capteur (on attend un ordre de grandeur d'amplitude d'au moins 0.1 bar pour l'oscillation de pression) avec une dizaine de points par front d'onde : donc la tolérance de mesure doit être bien inférieure à 10mbar, et l'acquisition doit pouvoir se faire à une fréquence de 500Hz (dix fois supérieure à la fréquence de l'onde). D'autre part il faut être capable de détecter une différence de niveau de pression entre deux capteurs espacés d'environ 30cm, sachant que l'onde de pression se déplace à environ 1000-1300m/s pour des fréquences allant de 5 à 50Hz. Soit une longueur d'onde de 20 à 200m. Cette condition est plus exigeante sur la fréquence d'acquisition et sur la résolution du capteur. Au final, une modulation à basse fréquence impose plus de contraintes sur la résolution du capteur, alors que celle à haute fréquence exige une fréquence d'acquisition plus élevée. Pour le cas des basses fréquences – 5Hz on aura donc besoin d'un capteur d'une résolution inférieure à 10Pa (0.1mbar). Pour le cas des hautes fréquences – 50Hz et en multipliant par un facteur de sécurité 10 (comprenant le théorème de Shannon), le capteur doit être capable d'avoir une fréquence d'acquisition d'environ 30kHz.

### 2.3.Evaluation de la méthode proposée via des simulations numériques

Pour tester la méthode de l'évaluation du débit fluctuant sur le cas d'une simulation numérique nous avons implémenté le champ de fluctuations des paramètres pression-débit au moyen de la méthode des caractéristiques 1D dans une conduite. Nous allons donc présenter dans ce paragraphe la méthode utilisée pour générer ce champ de fluctuation dans une conduite. Cette étude a permis

d'évaluer si la méthode se comporte correctement pour des fluctuations de pression et du débit sinusoïdales. On peut ainsi évaluer la fiabilité de la méthode pour le cas des signaux idéaux en comparant le débit simulé à l'aide de la méthode des caractéristiques au débit que l'on aurait mesuré par la méthode des trois capteurs si on les plaçait sur les nœuds du maillage de calcul. Cette simulation nous permettrait entre autres de confirmer la valeur de la distance entre les capteurs. Dans le paragraphe suivant pour tester la robustesse de la méthode, une simulation de type Monte-Carlo a été effectuée pour quantifier les écarts de mesure du débit dus à un éventuel bruit d'entrée blanc gaussien.

### 2.3.1. Principe de la méthode des caractéristiques

A partir des équations de Saint-Venant présentées dans le paragraphe précédent on établit un modèle numérique de fluctuation de la pression et du débit dans la conduite, avec ou sans perte de charges. Pour une conduite simple, il faut appliquer deux conditions aux limites : d'un côté de la conduite se trouve le réservoir avec une condition limite de nœud de pression, et de l'autre une fluctuation du débit imposée par l'utilisateur, comme une sinusoïde ou un chirp, qui simule une fluctuation excitée par le modulateur de débit.

#### 2.3.1.1. Modélisation sans perte de charges

La longueur de la conduite simulée est de 12m, subdivisée en 40 mailles de 30cm, avec une vitesse du son de 938m/s. Ces valeurs sont dues aux contraintes imposées par la simulation numérique d'un Venturi cavitant à l'aide du code IZ présentée dans [MARIE-MAGDELEINE 2012]. Le fonctionnement du code est présenté en annexe 2. Aux bords de la conduite se trouvent le réservoir en aval et le modulateur en amont, les conditions limites appliquées seront les suivantes :

**Réservoir :**  $H(L, t) = H_0$  (nœud de pression), où  $H_0$  est donné par le fonctionnement de la pompe HM7:  $H_0 = -794210 * Q_0^2 + 526.49 * Q_0 + 24.978$  en mètres, avec un débit nominal  $Q_0$  de 2,5L/s

$$Q(L, t) = (H(L - dx, t - dt) - H(L, t)) * \frac{gS}{a} + Q(L - dx, t - dt) \quad \text{Équation 2.37}$$

**Modulateur :** Nous considérons trois perturbations différentes pour le débit, la première étant une modulation à fréquence constante. Par défaut la fréquence  $f$  sera de 40Hz et l'amplitude  $Q_a$  de 5% de la valeur totale. Cette perturbation sera modifiée par la suite lorsqu'on s'intéressera à son influence sur l'allure des fluctuations au sein de la conduite.

$$Q(0, t) = Q_0 + Q_a * \sin(2\pi ft) \quad \text{Équation 2.38}$$

On pourra aussi s'intéresser aux signaux multifréquentiels, c'est-à-dire aux sommes de sinusoïdes de fréquences et amplitudes différentes, déphasées arbitrairement.

La deuxième modulation sera de forme  $\sin(\alpha.t^2)$ , en choisissant la constante  $\alpha$  qui permet de parcourir un spectre entre 5 et 50Hz durant la période de simulation, qui sera pour nous de 0,25s. Ce signal modélise le démarrage du modulateur avec la montée progressive en fréquence.

$$Q(0, t) = Q_0 + Q_a \sin(641t^2) \quad \text{Équation 2.39}$$

Le dernier signal modulé sera de forme sinus racine, avec la constante qui permet de parcourir le spectre de 50Hz à 5Hz en descendant. Ce signal modélise la décélération progressive du modulateur.

$$Q(0, t) = Q_0 + Q_a \sin(28\sqrt{t}) \quad \text{Équation 2.40}$$

Pour la modulation de charge près du modulateur :

$$H(0, t) = H(dt, t - dt) + \frac{a}{gS} (Q(0, t) - Q(dx, t - dt)) \quad \text{Équation 2.41}$$

Au sein de la conduite les perturbations du fluide satisfont aux équations caractéristiques suivantes :

$$Q(x, t) = \frac{1}{2} \left( Q(x - dx, t - dt) + Q(x + dx, t - dt) + \frac{gS}{a} (H(x - dx, t - dt) - H(x + dx, t - dt)) \right) \quad \text{Équation 2.42}$$

$$H(x, t) = H(x + dx, t - dt) + \frac{a}{gS} (Q(x, t) - Q(x + dx, t - dt)) \quad \text{Équation 2.43}$$

Les capteurs de pression seront placés sur les nœuds du calcul 10, 20 et 30 (en tout on subdivise la ligne en 40 nœuds de calcul). La longueur d'une maille élémentaire du tronçon est de 30cm. Nous pourrions donc voir les valeurs que relèveront ces capteurs et les post-traiter afin de retrouver les paramètres initiaux de la fluctuation du débit. En faisant varier la distance entre les capteurs, on peut évaluer sa valeur optimale.

### 2.3.1.2. Modélisation avec pertes de charge

La perte de charge en régime stationnaire est calculée via l'équation de Darcy-Weisbach. Pour le régime instationnaire cette équation n'est pas utilisable, mais donne quand même le bon ordre de grandeur.

Un calcul détaillé (présenté au chapitre 4) des pertes de charge liées aux coudes et aux tuyaux d'après les plans de la boucle donne un résultat d'environ 0.1 bar de perte de charge dans le circuit acoustique (on attend le même ordre de grandeur pour le circuit de retour d'eau), pour une surpression fournie par la pompe de 2,4 bars et un débit nominal de 2,5 litres par seconde. A titre d'information, c'est la perte de charge au niveau de la vanne anti-cavitante qui sera prépondérante, la valeur de 0.9 bar ayant été calculée pour le régime de fonctionnement du banc.

Dans le cas où on prend en compte la perte de charge linéaire dans la conduite, alors certains termes sont modifiés. Avec les pertes de charge s'écrivant sous la forme :

$$\delta H_{pertes} = \frac{2dx C_f}{DgS^2} (Q(x + dx, t - dt)|Q(x + dx, t - dt)| + Q(x - dx, t - dt)|Q(x - dx, t - dt)|) \quad \text{Équation 2.44}$$

On note  $C_f$  le coefficient de perte de charge  $C_f = \frac{\lambda}{4}$ , pour l'acier inoxydable on aurait une valeur  $C_f=0,00475$ ,  $D$  le diamètre interne de la conduite et  $S$  la surface associée, soit encore  $S = \frac{1}{4}\pi D^2$

La formule de la charge près du modulateur devient :

$$H(0, t) = H(dt, t - dt) + \frac{a}{gS} (Q(0, t) - Q(dx, t - dt)) + \frac{2dx C_f}{DgS^2} Q(x, t - dt)|Q(x, t - dt)| \quad \text{Équation 2.45}$$

La formule du débit près du réservoir devient :

$$Q(L, t) = \left( H(L - dx, t - dt) - H(L, t) \right) \frac{gS}{a} + Q(L - dx, t - dt) - \frac{gS}{a} \frac{2dx C_f}{DgS^2} Q(L, t - dt) |Q(L, t - dt)|$$

Équation 2.46

La mise en place du terme correspondant à la perte de charge dans la conduite engendre l'amortissement progressif de la raie acoustique. C'est pourquoi il est plus intéressant pour nous dans ce cas de reconstituer le débit dans le régime établi, au bout de quelques secondes de modulation.

## 2.3.2. Résultats de la simulation

Quelques résultats de la simulation en utilisant la méthode des caractéristiques sont présentés sur les figures suivantes. On remarque dans le cas sans pertes de charge l'apparition de la raie acoustique de fréquence égale à  $\frac{a}{4L}$  sur les signaux de la pression et du débit. Pour la simulation avec la perte de charges cette raie s'atténue rapidement et n'est présente que sur quelques pas de calcul. Par conséquent, le reste de l'étude a été concentrée sur le calcul prenant en compte les pertes de charges. Sur les figures ci-dessus, la longueur de ligne considérée est de 12 mètres et une célérité du son d'environ 928m/s, de manière à satisfaire la condition CFL du calcul IZ pour améliorer le calcul du Venturi cavitant qui sera couplé à ce circuit (voir annexe 2 pour plus de détails). Ainsi on peut écrire que  $a = CFL \frac{dx}{dt}$ , avec CFL=0.99, dx=30cm, dt=3.2\*10<sup>-4</sup>s pour notre étude.

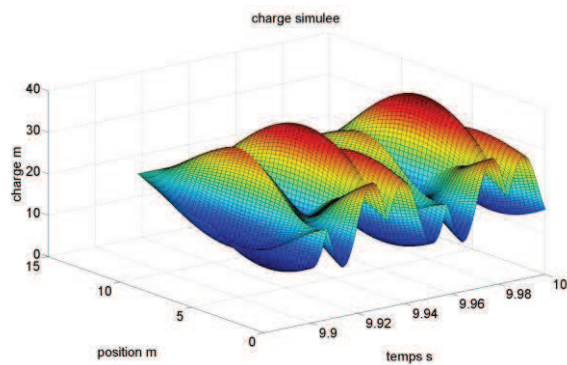


Figure 2.6a : Charge simulée, sans perte de charges

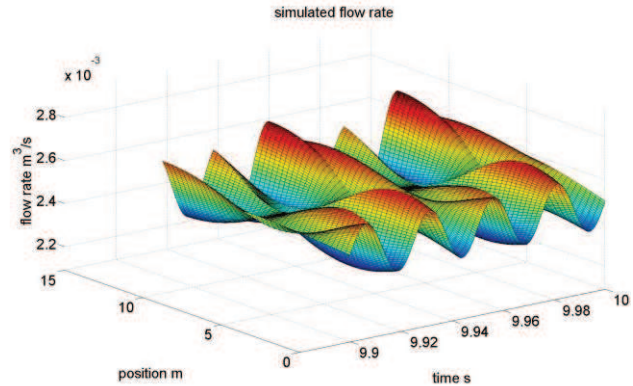


Figure 2.6b : Débit simulé, cas sans perte de charges

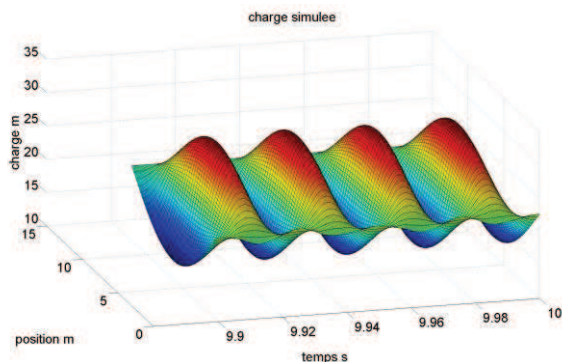


Figure 2.6c : Charge simulée, avec perte de charges

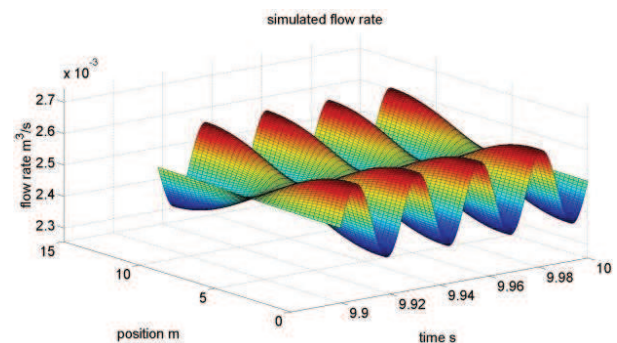


Figure 2.6d : Débit simulé avec perte de charges

La prochaine étape de l'étude numérique consiste donc à placer trois capteurs de pression virtuels sur les nœuds de calcul, relever la pression lue et essayer de reconstituer le débit en utilisant les formules présentées dans le paragraphe 2.1.7.

### 2.3.3. Reconstitution de la célérité

Pour la reconstitution de la célérité la formule 2.40 utilisée par défaut est celle proposée dans le paragraphe 2.1.7, à savoir :

$$a = \frac{2\pi fl}{\arccos\left(\left\|\frac{H_1 + H_3}{2H_2}\right\|\right)} \quad \text{Équation 2.47}$$

Théoriquement cette formule devrait marcher quelle que soit la valeur de  $f$ , cependant, pour les fréquences où les composantes  $H_1(f)$ ,  $H_2(f)$  et  $H_3(f)$  sont petites le résultat est fortement entaché d'erreur et peut être totalement aberrant, c'est pourquoi la fréquence utilisée pour reconstituer la célérité est la fréquence de modulation. Le résultat obtenu est 937.5m/s, ce qui diffère légèrement de la valeur de 928.1m/s implémentée dans le code. Il faut tout de même s'assurer que cette erreur n'influence pas le résultat final sur la débitmétrie instationnaire afin de confirmer la validité de la méthode sur notre cas d'étude. On peut noter d'avance que d'autres phénomènes sont présents pour l'évaluation de la célérité lors de la partie expérimentale. Ces phénomènes seront décrits avec détails dans le paragraphe 6.3.

### 2.3.4. Equation d'onde montante-descendante

En reprenant les équations 2.36 à 2.38, on peut calculer la valeur des ondes montante et descendante A et B :

$$H1 = A(f)e^{ikl} + B(f)e^{-ikl} \quad \text{Équation 2.48}$$

$$H2 = A(f) + B(f) \quad \text{Équation 2.49}$$

$$H3 = A(f)e^{-ikl} + B(f)e^{ikl} \quad \text{Équation 2.50}$$

Cependant deux équations seulement suffisent à calculer ce résultat. La méthode en elle-même a besoin de trois capteurs à cause de la reconstitution de la célérité. Pour plus de précision, il vaut mieux prendre les capteurs 1 et 3 pour le calcul des composantes A et B. Ainsi on peut écrire :

$$A(f) = \frac{H_3 e^{ikl} - H_1 e^{-ikl}}{e^{2ikl} - e^{-2ikl}} \quad \text{Équation 2.51}$$

$$B(f) = \frac{H_1 e^{ikl} - H_3 e^{-ikl}}{e^{2ikl} - e^{-2ikl}} \quad \text{Équation 2.52}$$

A partir des expressions pour A et B on peut donc remonter à l'expression du débit en n'importe quel point de la conduite présentée plus tôt dans le chapitre :

$$Q_V(x, f) = \frac{gS}{a} (A(f)e^{-ikx} - B(f)e^{ikx}) \quad \text{Équation 2.53}$$

Il est important de répéter que par cette méthode la valeur du débit peut être reconstituée en dehors de la section de mesure et donc extrapolée plus près de l'organe dont on veut étudier la matrice de transfert. Cependant du point de vue intuitif, les erreurs d'extrapolation risquent de se rajouter alors au débit reconstitué.

La composante fréquentielle du débit sera utilisée plus tard dans la caractérisation de la fonction de transfert en utilisant l'évaluation empirique dont la méthode est présentée dans le chapitre 3. Cependant certaines méthodes d'identification (comme la méthode ARMAX présentée dans la troisième partie, ou encore un algorithme génétique, non étudié lors de la thèse mais développé actuellement par Snecma) peuvent avoir besoin des données temporelles du débit. Pour avoir  $q(t)$  il suffit d'effectuer la transformée de Fourier inverse de  $Q(f)$ . Cependant, on observe qu'en pratique des bruits numériques peuvent se rajouter à  $q(t)$  et donc qu'un filtrage est nécessaire. D'une part, les bruits peuvent être de très hautes fréquences, (on observe alors des « rugosités » très importantes sur la nappe du débit reconstitué), et d'autre part les composantes basses fréquences sont aussi susceptibles de se rajouter. En revanche le phénomène de la pollution à basses fréquences n'a pas été observé pour les signaux simulés mais uniquement pour des mesures physiques. C'est pourquoi il a été appliqué au signal un filtre qui tronque toutes les composantes de fréquences supérieures à 400Hz. La valeur de 400 Hz a été choisie empiriquement, de manière à être supérieure aux fréquences acoustiques.

Les figures suivantes permettent de comparer les signaux temporels du débit simulé et reconstitué par la méthode des trois capteurs :

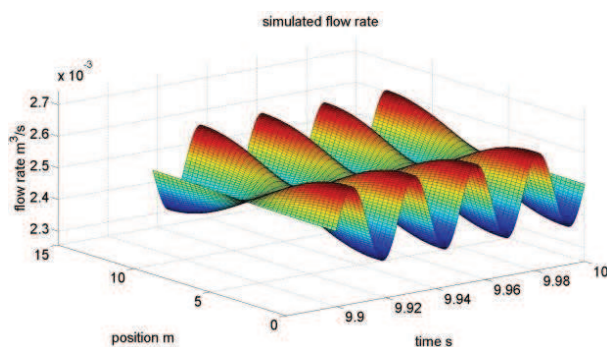


Figure 2.7 : Débit simulé

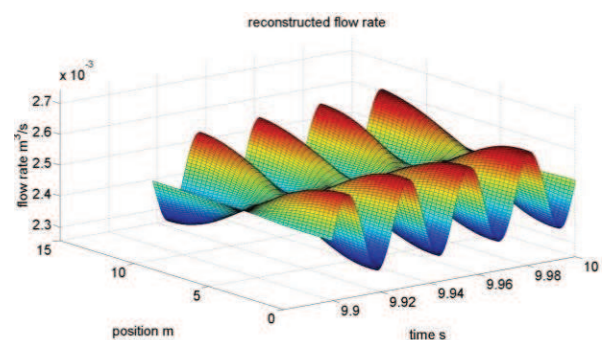


Figure 2.8 : Débit reconstitué

On peut voir sur la figure que la méthode de reconstitution temporelle donne des résultats satisfaisants pour les signaux sinusoïdaux. Or, lors de l'expérience il peut s'avérer que le modulateur ne soit pas toujours capable de garder l'allure d'un signal bien sinusoïdale : ainsi dans la gamme des signaux étudiés il peut notamment y avoir des harmoniques de la fréquence modulée (c'est notamment le cas pour l'étude d'une conduite coudée, dont les essais sont présentés au chapitre 6), des fréquences parasites (comme par exemple la fréquence de la pompe Siebec lorsqu'elle est installée sur le banc) et même parfois les signaux du type chirp, une sinusoïde qui accélère ou ralentit (lorsque l'expérimentateur impose une telle consigne). Ces signaux peuvent se décomposer en une somme de signaux sinusoïdaux et comme la transformée de Fourier et la reconstitution du débit sont des opérations linéaires alors la méthode marcherait du point de vue théorique sur les signaux de ce type. Afin de le vérifier, ces signaux ont été implémentés dans le code.

Les images suivantes montrent un exemple de reconstitution du signal du type  $\sin(t^2)$  :



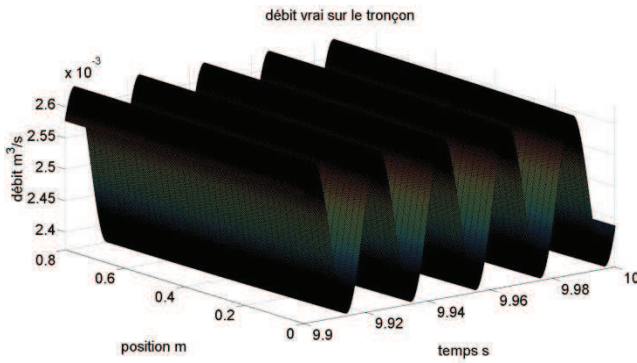


Figure 2.10a : Débit simulé sin t²

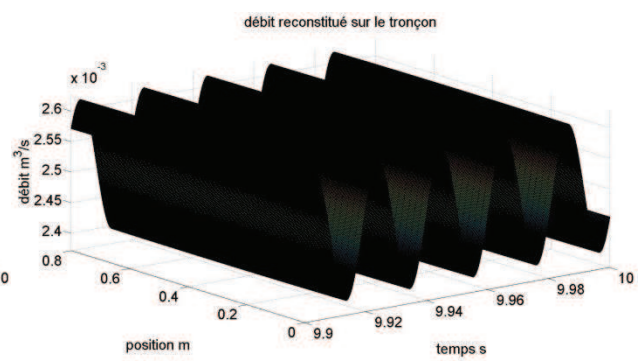


Figure 2.10b : Débit reconstitué sin t²

Le signal implémenté pour cette simulation est calibré pour atteindre une fréquence de 50Hz en 10s. On peut voir que la méthode marche aussi pour ce signal qui n'est pas sinusoïdal. Pour la somme de plusieurs sinus ou pour le signal du type sinus racine la reconstitution du débit fonctionne de la même manière.

## 2.4.Evaluation de la précision pour une mesure entachée d'erreur

La reconstitution a été effectuée à partir des signaux idéaux, alors que lors de différents essais des erreurs de mesure peuvent survenir. Elles peuvent être liées aux bruits ou bien à des erreurs de calibrage ou à d'autres types d'erreurs. Il faut donc évaluer si pour des mesures erronées le débit reste toujours bien reconstitué.

### 2.4.1. Type d'erreurs de mesure

Les erreurs de mesure peuvent survenir à partir de plusieurs sources et peuvent ainsi être de natures différentes. Dans notre cas, il a d'abord été considéré que les incertitudes peuvent venir des perturbations extérieures. Il a d'abord été adopté comme hypothèse que ces perturbations sont de type bruit blanc gaussien de moyenne nulle et leur contribution au résultat final a été évaluée. En effet, d'après le théorème de Parseval [MARIE-MAGDELEINE 2012], l'influence de bruit blanc décroît lorsque la durée d'acquisition augmente ce qui permet de minimiser leur influence :

$$\frac{T}{t_1} \sum_{t_i=0}^T |\eta(t_i)|^2 = \sum_{\omega=0}^{1/t_1} \|\epsilon(j\omega)\|^2 \quad \text{Équation 2.54}$$

On note  $t_1$  le temps de premier échantillon,  $T$  le temps total de simulation,  $\eta$  l'erreur sur la pression. Pour  $\epsilon_i$  l'erreur sur le terme fréquentiel de pression sur le capteur  $i$  et  $N$  le nombre d'échantillons on peut remarquer que :

$$\frac{\epsilon_i(j\omega_{mod})}{P_i(j\omega_{mod})} \propto \frac{1}{\sqrt{N}} \quad \text{Équation 2.55}$$

En effet, du point de vue théorique, un bruit blanc d'environ 10% sur le signal temporel implique une erreur sur les coefficients de la fonction de transfert de l'ordre du pourcent lorsque le temps d'expérience est de 1s. Par conséquent on peut affirmer que les erreurs liées au bruit sont quasiment négligeables dans notre processus d'identification système.

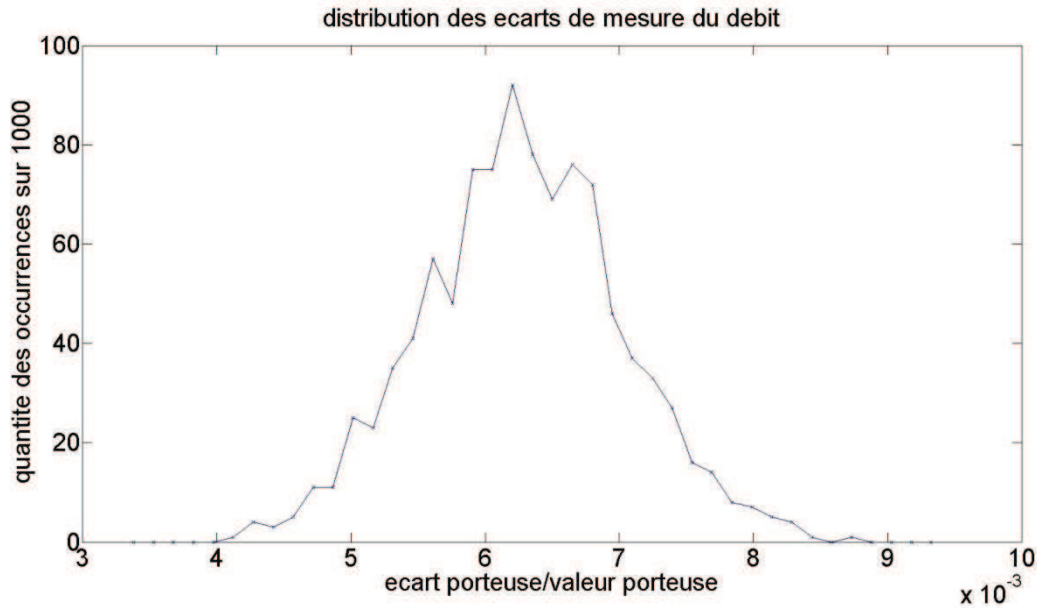


Figure 2.11 : Analyse de Monte-Carlo sur l'erreur de la mesure du débit

Afin d'implémenter les erreurs de mesure dans le code nous avons créé des vecteurs de données aléatoires. En effet, chaque simulation donne des résultats différents et donc une simulation de type Monte-Carlo sur un grand ensemble d'essais a paru nécessaire pour valider la robustesse de la méthode des trois capteurs vis-à-vis des incertitudes de mesure. Pour plus d'informations sur le fonctionnement des simulations Monte-Carlo, nous suggérons aux lecteurs curieux l'ouvrage [BINDER 2010]. En implémentant les éventuelles erreurs de mesure dues aux capteurs par les vecteurs aléatoires de distribution gaussienne satisfaisant à l'erreur de mesure calculée par [PINTIAU 2011] : 7% d'étendue de mesure à 3 sigma, on a pu identifier à partir d'une simulation de Monte-Carlo comportant 1000 essais l'erreur systématique et aléatoire de reconstitution du débit suivant notre méthode. La distribution obtenue a été représentée sur la Figure 2.11. Ainsi les résultats montrent que l'erreur aléatoire due aux erreurs de mesure des capteurs est beaucoup moins importante que l'erreur d'origine (qui était de 10% à 3 sigma) sur les capteurs de pression. Ceci peut être expliqué par le fait que lors du passage en espace de Fourier le spectre de l'erreur est réparti quasi-uniformément sur tout le spectre fréquentiel, et donc que sa contribution sur la composante harmonique qui sert à définir le débit dans le banc d'essais est d'autant plus petite que le spectre total est large. Par conséquent, le calcul du débit fluctuant est d'autant plus précis que la durée d'acquisition est importante et que la fréquence d'acquisition est élevée.

## 2.4.2. Loi de propagation des incertitudes

Afin d'évaluer l'influence des éventuelles erreurs de mesure de la pression fluctuante sur la reconstitution du débit, sur la mesure de la célérité et sur le résultat de la procédure d'identification des organes nous avons appliqué la loi de la propagation des incertitudes [PRIEL 2004].

$$\sigma_c^2(a) = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{\partial a}{\partial H_i} \right)^2 \sigma^2(H_i) + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=i+1}^3 \frac{\partial a}{\partial H_i} \frac{\partial a}{\partial H_j} \sigma(H_i, H_j) \quad \text{Équation 2.56}$$

$$\sigma_c^2(Q) = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{\partial Q}{\partial H_i} \right)^2 \sigma^2(H_i) + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=i+1}^3 \frac{\partial Q}{\partial H_i} \frac{\partial Q}{\partial H_j} \sigma(H_i, H_j) \quad \text{Équation 2.57}$$



Où l'on note  $\sigma$  l'écart-type de l'erreur sur la grandeur considérée.

Pour notre cas il a donc été possible de calculer dans un premier temps la propagation des incertitudes de la pression fluctuante temporelle à la fluctuation fréquentielle dans l'espace de Fourier, puis à la célérité du son, et ensuite à la fluctuation du débit. Les résultats de calcul de l'écart-type  $\sigma_a$  d'erreur sur la célérité ont été notamment publiés dans [MARIE-MAGDELEINE 2012] :

$$\sigma_a^2 = \frac{\left( \sigma_{\epsilon 1}^2 + \sigma_{\epsilon 3}^2 + \left( \frac{P_1 + P_3}{P_2} \right)^2 \sigma_{\epsilon 2}^2 \right) 4\pi^2 f^2 l^2}{(4P_2^2 - (P_1 + P_3)^2) \cdot \arccos^2 \left( \frac{P_1 + P_3}{2P_2} \right)} \quad \text{Équation 2.58}$$

En appliquant de la même manière la loi de propagation des incertitudes on peut obtenir l'expression numérique des écarts-types de l'incertitude sur le débit fluctuant, mais aussi sur les termes de la matrice de transfert.

### 2.4.3. Cas expérimental : mise en évidence de l'erreur du calibrage

En revanche, les données recueillies lors de l'expérience donnent parfois des valeurs de célérité et donc aussi de débit et des coefficients de la matrice de transfert aberrantes, ce qui contredit totalement l'étude théorique et numérique effectuée dans ce chapitre. Après analyse on peut se rendre compte que ces résultats peuvent être expliqués par un autre type d'erreur, qui est liée à l'incertitude multiplicative du coefficient de calibrage des capteurs de pression. Les mesures sont toutes multipliées par un certain facteur inconnu proche de 1, ce qui peut être gênant notamment pour la reconstitution de la célérité du son en utilisant la formule

$$a = \frac{2\pi f l}{\arccos \left( \left\| \frac{H_1 + H_3}{2H_2} \right\| \right)} \quad \text{Équation 2.59}$$

Afin de lever le problème, il a été décidé d'utiliser les fréquences harmoniques peu influencées par cette erreur de calibrage, par conséquent les raies des fréquences inférieures à 400Hz n'étaient pas utilisées dans le calcul de la célérité par la méthode itérative décrite dans le chapitre 6 en utilisant la formule arccosinus. Pour les fréquences plus élevées les erreurs liées au calibrage ont moins d'influence que pour les basses fréquences ce qui rend l'évaluation de la célérité suffisamment précise pour que les résultats soient utilisables lors de la procédure d'identification des termes de la matrice de transfert. L'explication plus détaillée de la démarche sera présentée dans le paragraphe 6.3. Cependant, pour connaître l'influence de l'erreur de calibrage sur la reconstitution du débit, ce type d'erreur a été implémenté dans le code, au même titre que le bruit. Les résultats de comparaison sont présentés sur les figures suivantes :

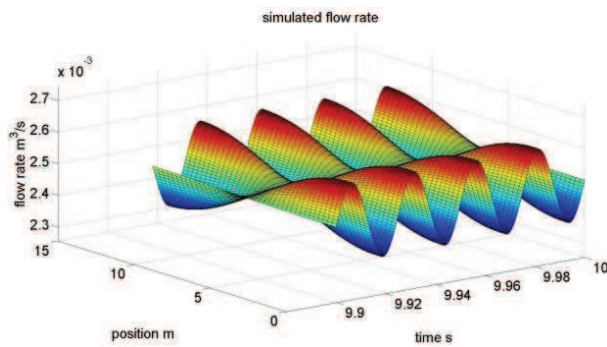


Figure 2.13a : Débit simulé

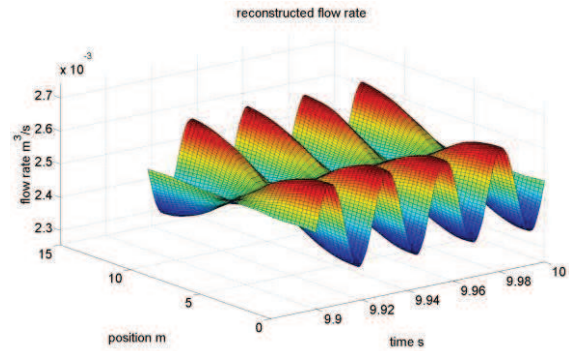


Figure 2.13b : Débit reconstitué en prenant compte des erreurs dues au bruit et au calibrage

D'après les figures ci-dessus, les erreurs dues au bruit et au calibrage n'ont que très peu d'influence sur le résultat final du signal du débit temporel. Il en va de même pour la célérité obtenue pour ce calcul particulier qui vaut 937.3m/s (alors que la célérité obtenue pour un signal idéal était de 937.5m/s et la célérité implémentée dans le code valait 925.1m/s).

### 2.5.Synthèse sur l'application de la méthodologie au traitement et post-traitement des signaux

Nous avons présenté dans ce chapitre le principe de fonctionnement de la débitmétrie instationnaire choisie. On peut voir que la méthode proposée marche sur la simulation numérique des fluctuations du débit et de la pression effectuée à l'aide de l'outil numérique de type Matlab, en utilisant un code 1D par la Méthode des Caractéristiques. La précision de la méthode est extrêmement élevée, et même lorsque la mesure de pression est polluée par un niveau de bruit important la précision de la reconstitution du débit reste très bonne par rapport au débit simulé. Plus la durée de simulation ou d'essai augmente, plus les résultats sont précis.

Le chapitre 2 a montré que la méthode choisie pour la mesure de la pression et du débit instationnaire est suffisamment précise pour être implémentée dans des conditions expérimentales. Une fois la mesure du débit et de la pression fluctuante obtenue de manière précise, les résultats seront utilisés pour identifier le système étudié, c'est-à-dire pour établir sa fonction de transfert dynamique. Par conséquent le chapitre suivant présente la manière de traiter les mesures dans l'optique de l'évaluation de la matrice de transfert d'un organe. Plusieurs méthodes d'identification système sont décrites, comme l'évaluation de la fonction de transfert empirique et l'algorithme ARMAX. L'influence de la précision de la mesure de la pression et du débit sur la valeur finale de la matrice de transfert est aussi évaluée dans ce chapitre. Dans la bibliographie un grand nombre de méthodes existent, cependant elles devront être adaptées à notre cas et leur efficacité sera évaluée sur les résultats de la simulation présentés dans le chapitre 2.

### 3. Présentation des méthodes de caractérisation des matrices de transfert utilisées

Le but de la thèse consiste à développer la méthodologie de caractérisation de la fonction de transfert des pompes en régime cavitant, c'est-à-dire que l'utilisateur cherche à savoir estimer précisément la fonction de transfert du système en identifiant les paramètres qui relient les variables d'entrée aux variables de sortie. Par conséquent les outils d'identification de la fonction de transfert seront appliqués sur les mesures du débit et de la pression fluctuantes en amont et en aval de l'organe cavitant afin d'en déduire l'expression d'une matrice de transfert reliant les variables d'entrée aux variables de sortie. L'objet de ce paragraphe est de présenter les différents outils d'identification système disponibles et de se confronter aux expériences similaires de caractérisation de la fonction de transfert des éléments hydrauliques [BLOMMAERT 2000, NICOLET 2007, NG 1978, STEVANS 1972, VASSIA 1998]. A partir des informations recueillies nous essaierons de proposer un algorithme d'identification qui correspondrait au mieux à nos besoins.

Il faut souligner que la théorie de l'identification système est très vaste et offre un nombre d'outils considérable dont la description exhaustive sort du cadre de ce mémoire. Par conséquent nous nous limiterons dans cette étude à la description rapide des méthodes les plus fréquemment utilisées dans la pratique et notamment à celles ayant déjà servi pour identifier les fonctions de transfert pour des études expérimentales.

#### 3.1. Principes d'identification système

##### 3.1.1. Qu'est-ce qu'une identification système?

L'identification système est l'établissement d'un modèle mathématique qui caractérise le comportement de celui-ci à partir des observations de la réponse du signal de sortie du système aux perturbations en entrée [LJUNG 1991, HESPAHNA 2007].

Etant donné un système dont la relation entre l'entrée  $u(k)$  et la sortie  $y(k)$  est exprimée par :  $y(k) = G(q)u(k) + v$ , où  $v = e.H(q)$  est le bruit, le problème d'identification consiste à trouver la fonction de transfert du système  $G(q)$  sachant que les entrées  $e$  et  $u$  sont décorréliées [MARTINEZ 2011]. Les termes  $u(k)$  et  $y(k)$  peuvent être aussi bien monodimensionnels que multidimensionnels (représentant les vecteurs de variation de la pression et du débit en entrée et en sortie).

Pour identifier la fonction de transfert recherchée l'utilisateur peut travailler aussi bien dans l'espace temporel que dans l'espace fréquentiel ou avec les transformées en  $z$  des fonctions. Quelques notions sur la transformée en  $z$  sont présentées par [GRAF 2004]. Cependant, les matrices de transfert que l'on rencontre dans la bibliographie sont données en règle générale en utilisant les transformées de Laplace, car la représentation des fréquences de résonance  $y$  est plus intuitive.

De ce fait, la fonction de transfert  $G$  s'écrit dans l'espace de fréquentiel comme le rapport de la transformée de Fourier de la corrélation d'entrée-sortie sur celle de l'autocorrélation d'entrée. Ainsi le bruit est éliminé. Si le rapport signal sur bruit est faible, et le système linéaire, alors les excitations à différentes fréquences traversent le système indépendamment l'une de l'autre et par conséquent le rapport direct entre la transformée de Fourier du signal de sortie sur celle du signal d'entrée donne un résultat fiable. Pour un système non-linéaire nous nous en tiendrons à la méthode

temporelle de corrélation. En effet il existe des systèmes non-linéaires où un signal d'entrée monofréquentiel peut générer une réponse à fréquence différente (phénomène de cascade de fréquences).

Une fois que l'utilisateur a pu estimer un modèle  $G$  qui colle aux données d'estimation  $u$  et  $y$  et correspond à ses besoins en termes de complexité (un modèle peut être trop complexe et coller au bruit), il s'agit alors de tester ce résultat sur un autre jeu de données, que l'on appelle la validation du modèle. La validation est une étape importante du processus qui permet d'affirmer que le modèle choisi peut être retenu pour le système étudié.

### 3.1.2. Pourquoi identifier un système ?

On peut distinguer trois problématiques principales de l'identification. Dans le cas général l'identification d'un système sert à mettre en place à posteriori une stratégie du contrôle du système [ASTROM 1971]. Cependant, il existe des situations « diagnostic » [ALEKSEEV 2009] où la connaissance des propriétés du système est le seul but recherché, de manière à prédire le comportement de celui-ci durant son opération. Parfois le but du processus est aussi d'établir un modèle d'ordre réduit du système qui peut être utilisé dans une étude plus globale, alors qu'un modèle plus complet s'avère trop complexe. Le système doit être identifié dans sa condition opératoire standard. Cependant, il n'existe pas de considérations universelles sur le protocole expérimental à réaliser, sur le signal de perturbation en entrée, sur l'algorithme de post-traitement des résultats, et la réponse au problème est spécifique à chacun des cas.

Dans le cadre de la thèse en cours, le processus d'identification a pour but principal de savoir prédire l'occurrence et la fréquence associée et éliminer ou au moins atténuer le phénomène POGO sur les lanceurs à propergol liquide. Ce phénomène résulte d'un couplage entre l'hydraulique du lanceur, la propulsion et la dynamique de structure, donc un modèle d'ordre réduit est à trouver pour permettre l'étude plus globale. Par conséquent les trois problématiques d'identification sont à l'ordre du jour.

### 3.1.3. Approches paramétriques et non-paramétriques

L'utilisateur peut utiliser différentes approches pour identifier un système, selon qu'il veuille coller à un modèle précis en identifiant les paramètres particuliers au cours de l'expérience ou qu'il cherche au contraire de faire le moins d'hypothèses possibles. L'approche paramétrique suppose qu'un nombre fini de paramètres (et de données expérimentales) suffit pour caractériser le modèle du système. Pour l'approche paramétrique, l'utilisateur propose un modèle et essaie de déterminer les paramètres du système de telle manière qu'ils collent au mieux au modèle choisi, en s'appuyant sur les algorithmes de minimisation de la fonction d'erreur. On peut citer l'identification des termes de la matrice de transfert des organes cavitants proposée lors de la campagne BIO2 au Cremhyg [DAVID 1998, VASSIA 1998] comme exemple d'identification paramétrique, car l'utilisateur supposait les valeurs d'inductance connues et le gain de pression satisfaisant une certaine relation en fonction de la variable de Laplace. Le risque de choisir un tel type d'approche réside dans le fait que l'on peut supposer connu un certain nombre de paramètres et de relations et si la validation du modèle n'est pas réussie, l'utilisateur ne pourra pas en établir la cause. Ainsi, il paraît plus prudent de laisser plus de degrés de liberté avant de se fixer un modèle mathématique et de passer plus de temps à effectuer plus de mesures pour déterminer notamment l'ordre du système et identifier les paramètres qui restent constants au cours de l'expérience. Le modèle identifié devra par la suite être

validé sur un autre jeu de données, et le but consiste à trouver un modèle qui fonctionne avec n'importe quel jeu de données. Cependant un modèle trop complexe est difficilement utilisable en pratique, colle au bruit et par conséquent ne pourra pas être validé pour un autre jeu de données que celui ayant servi à l'identification. Par conséquent il faut trouver un compromis entre la simplicité et la précision. *Dans la bibliographie [BLOMMAERT 2000, NG 1978, STEVANS 1972, KERNILIS 1998, CERVONE 2009] les approches qui ont servi à identifier la fonction de transfert d'un organe en cavitation en essayant de se rapprocher d'une matrice de transfert de forme particulière dépendant des coefficients (gain en pression, inductance, résistance hydraulique, compressibilité, gain en débit) sont des approches paramétriques.* L'approche utilisée par ces auteurs essaie d'identifier les paramètres précis du système qui sont reliés aux grandeurs physiques. On parle alors de modèle physique.

Une approche non-paramétrique consiste à choisir pour chaque valeur particulière d'une variable d'entrée un certain nombre de réponses mesurées au voisinage de cette valeur de variable et d'en faire la moyenne. Le modèle est ainsi obtenu à partir des valeurs moyennes des réponses du système au voisinage de certaines valeurs particulières des variables. Aucune hypothèse n'est adoptée concernant le type de modèle. Par exemple, [MULLER 2010] propose une approche non-paramétrique pour identifier la fonction de transfert d'une turbopompe, en utilisant notamment le critère de stabilité de Smirnov. Ce critère de stabilité permet à l'utilisateur de savoir si le régime de fonctionnement établi a été atteint pour pouvoir lancer le processus d'identification.

### 3.1.4. Approche boîte blanche, boîte grise, boîte noire

Les modèles mathématiques analytiques sont de type « boîte blanche », car toute l'information sur les phénomènes physiques qui exercent une influence sur le système est connue de l'utilisateur. Ceci nécessite une puissance de calcul beaucoup plus réduite, car les différentes caractéristiques du système peuvent être mesurées directement à partir de l'expérience. L'identification système s'applique surtout aux modèles du type « boîte noire » où l'utilisateur doit identifier tous les paramètres du système ou du type « boîte grise » où on est sûr de connaître une partie des paramètres, alors que les autres forment un modèle du type « boîte noire ».

### 3.1.5. Choix du signal d'excitation

Le choix d'excitation d'entrée est important pour estimer la fonction de transfert, car il conditionne d'une part la précision de l'identification et d'autre part influence le protocole expérimental. Les systèmes simples (comme par exemple un système linéaire du premier ou du second ordre) peuvent être complètement identifiés à partir de leur réponse indicielle ou impulsionnelle, i.e. à partir de leur réponse à une entrée échelon de Heaviside ou impulsion de Dirac. Dans l'hydraulique, la méthode de Gibson est basée sur une excitation de ce type (coup de bélier généré par la fermeture brusque d'une vanne). Du point de vue mathématique, une impulsion de Dirac possède un spectre fréquentiel constant sur toute la gamme de fréquences, mais en pratique elle n'est pas réalisable. Pour un système linéaire la richesse du spectre d'excitation rend le processus d'identification plus rapide. Une séquence binaire pseudo-aléatoire (SBPA, ou PRBS en anglais) possède statistiquement le même spectre fréquentiel qu'une impulsion de Dirac, et est plus facilement utilisable dans les cas pratiques [MARTINEZ 2011]. [NICOLET 2007] procède à l'identification de la fonction de transfert d'une turbine Francis simulée à l'aide d'un code de calcul CFD en utilisant en entrée un signal du type SBPA, dont on peut voir un exemple sur la Figure 3.1.

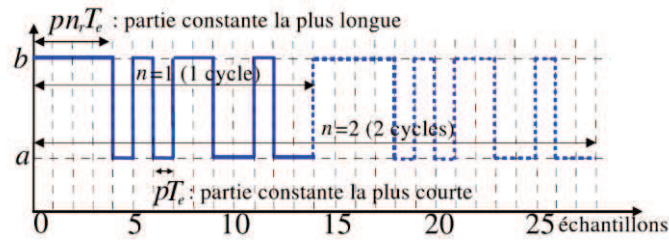


Figure 3.1 : Allure du signal binaire pseudo-aléatoire

Le bruit blanc possède aussi un spectre fréquentiel très large qui peut alimenter un processus d'identification [LEGOTKINA 2011]. Malheureusement, ces types de perturbations ne sont pas réalisables avec le modulateur de débit à notre disposition.

Il existe d'autres choix pour le signal d'entrée. L. Ljung décrit en détail l'identification d'un système en excitation fréquence par fréquence dans le chapitre 6.2 de l'ouvrage [LJUNG 1991]. Si le niveau du bruit est faible, alors la caractérisation directe de type Bode (par le rapport des transformées de Fourier) est immédiate aussi bien pour le gain du système que pour le déphasage. Cependant si le niveau du bruit devient élevé, il est proposé d'appliquer la corrélation sur le signal temporel.

Concernant l'identification du système sur le banc Cavhyte qui sera introduit dans le chapitre 4 il faut noter avant tout que le modulateur qui sert à exciter l'écoulement dans le banc d'essais a une durée de vie limitée et fonctionnera le plus souvent dans le régime « fréquence par fréquence ». Il s'agit d'une modulation sinusoïdale, où les raies fréquentielles qui correspondent à la fréquence d'excitation et des différentes harmoniques associées sont très importantes, en revanche toutes les autres raies sont très pauvres en information, ce qui nécessite donc un test par fréquence étudiée. Nous disposerons donc d'un nombre assez limité (6 à 46 seulement) de fréquences de test dans le domaine étudié qui va de 5 à 50Hz. Par conséquent l'ordre de modèle que l'on peut identifier sera limité lui aussi. Cependant le temps nécessaire pour effectuer la campagne de mesure est très important. Ce type de signal d'entrée est aussi très utile pour tester la linéarité du système avant tout.

Une autre possibilité de signal d'entrée est le signal du type 'chirp'. Il s'agit d'une sinusoïde dont la fréquence augmente (ou ralentit) de manière linéaire (ou exponentielle) avec le temps. L'équation d'excitation up-chirp linéaire est précisément  $x(t) = \sin\left(2\pi\left(f_0 + \frac{bt}{2}\right)t\right)$ , ce qui correspond à une accélération des pulsations avec le temps. Un signal de type down-chirp implique au contraire une décélération de pulsations. Par exemple, pour parcourir un spectre fréquentiel de 5Hz à 50Hz en 30s, on a  $f_0=5\text{Hz}$  et  $b=1.3\text{s}^{-2}$ . Les deux figures ci-dessous Figure 3.2 et Figure 3.3 montrent l'allure temporelle et fréquentielle d'un chirp. On en déduit qu'un signal de ce type peut être très intéressant à utiliser comme signal d'entrée d'excitation du modulateur, car l'identification peut alors avoir lieu à partir d'un seul signal d'entrée sur tout un domaine fréquentiel, ce qui réduit le temps nécessaire à la mesure. En contrepartie, la précision des méthodes qui nécessitent ce signal d'entrée est moins bonne que de celles qui utilisent les modulations fréquence par fréquence.



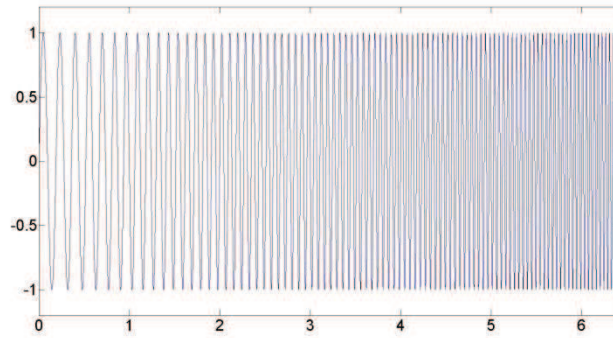


Figure 3.2 : Allure du chirp (temps en abscisse)

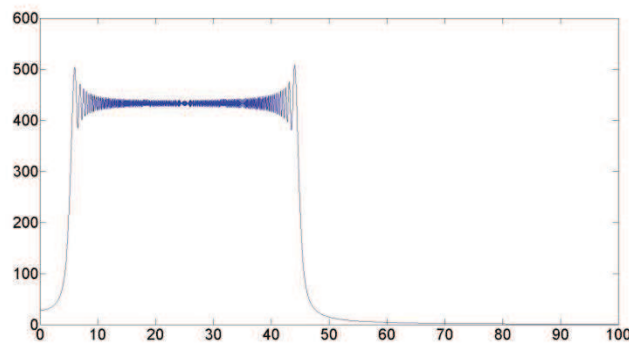


Figure 3.3 : Densité spectrale d'un chirp (fréquence en abscisse)

Par la suite, la réalisation des essais de ce type permettra éventuellement de compléter le modèle sur une gamme de fréquences plus large. En effet la densité spectrale de puissance est continue sur le domaine d'excitation pour ce type de signal, ce qui nous permettrait de proposer une fonction de transfert sur un spectre continu de fréquences.

### 3.1.6. Pré-traitement des données

Les données utiles au processus d'identification n'occupent pas nécessairement toute la période d'essai. Le système étudié mais aussi les appareils de mesure peuvent avoir un temps de réponse non-négligeable aux perturbations physiques. C'est pourquoi il appartient à l'utilisateur d'effectuer un certain nombre d'opérations pour délimiter les données utiles au processus. Les opérations habituelles sur des données temporelles consistent par exemple à soustraire la valeur moyenne ou la dérive linéaire du signal, délimiter les instants du début et de la fin de l'expérience, filtrer le bruit haute-fréquence sur les signaux d'entrée-sortie, voire appliquer un filtre passe-bande sur le domaine fréquentiel d'intérêt.

### 3.1.7. Outils permettant d'évaluer la complexité du système

Un modèle trouvé comme fonction de transfert peut être plus ou moins utile selon son ordre. En effet, un modèle trop complexe pénalisera l'utilisateur car il a été calculé pour coller au bruit particulier d'un essai, en plus d'exiger un temps de calcul supplémentaire. Un ordre trop faible ne sera pas représentatif de la réalité du système. De plus, pour estimer le modèle d'un ordre plus élevé l'expérimentateur requiert plus de données d'essai que pour estimer un modèle d'ordre plus faible. Le moyen le plus simple d'estimer l'ordre d'un système est de voir sa réponse impulsionnelle ou encore l'allure du diagramme de Bode de sa fonction de transfert empirique pour compter les pics de



résonance et d'antirésonance. Pour des approches paramétriques il est parfois nécessaire de savoir si la quantité de données disponible est suffisante pour estimer le modèle d'un ordre élevé. C'est pourquoi il existe différents critères, comme entre autres Akaike Information Criterion AIC [SAKAMOTO 1986], Rissanen Minimum Description Length MDL [GRUNWALD 2007] pour dire si l'ordre choisi est trop faible ou trop élevé pour le modèle considéré.

On définit les quantités suivantes :

$$AIC = \left(1 + \frac{2d}{N}\right)J \quad \text{Équation 3.1}$$

$$MDL = (1 + \ln(d) \frac{d}{N})J \quad \text{Équation 3.2}$$

Où  $d$  est le nombre de paramètres à estimer (dépend de l'ordre),  $N$  est la quantité de données disponibles (le nombre d'échantillons) et  $J$  la fonction de dégradation. Dans le cas pratique, si on cherche à avoir un taux de dégradation inférieure à  $\varepsilon$ ,

alors le critère d'Akaike impose :  $\frac{2d}{N} < \varepsilon$

et le critère de Rissanen :  $\ln(d) \frac{d}{N} < \varepsilon$

Ainsi, selon le critère d'Akaike, pour l'estimation du modèle d'ordre 6 et donc de 14 paramètres (zéros et pôles) il faut au moins 2800 échantillons. Si l'on veut que l'erreur relative soit inférieure à 1%. Il faut préciser que dans le cadre de l'étude présentée dans ce mémoire, en règle générale la quantité d'échantillons disponibles (plusieurs centaines de milliers) permet de monter très haut en ordre, cependant les modèles d'ordre trop élevé restent difficilement utilisables par l'utilisateur.

### 3.1.8. Présentation des différents modèles d'estimation

[ASTROM 1971] dénombre dans sa revue d'identification des systèmes plusieurs dizaines de formulations des problèmes d'estimation. Depuis 40 années qui se sont écoulées ce nombre a énormément augmenté. Dans les paragraphes qui suivent nous faisons le tour des techniques d'estimations les plus classiques et les plus rencontrées. Dans un premier temps nous ne regarderons que des modèles linéaires.

#### 3.1.8.1. Empirical transfer function estimation ETFE

La manière la plus directe pour retrouver la fonction de transfert est de diviser la transformée de Fourier du signal de sortie par celle du signal d'entrée, fréquence par fréquence. C'est la technique utilisée communément pour estimer des fonctions de transfert [STEVANS 1972, VASSIA 1998]. Cependant la précision de l'estimation des données par cette technique se dégrade lorsque le niveau du bruit est élevé ou bien lorsque la puissance spectrale correspondant au signal d'entrée à la fréquence qu'on cherche à identifier dans la fonction de transfert est faible. La méthode décrite dans ce paragraphe permet de diminuer les erreurs commises dans l'estimation due au bruit  $e$ .

Etant donné le problème de l'identification suivant, où le système comporte les entrées  $e$  et  $u$  non-corrélées,  $e$  représentant l'erreur d'entrée :

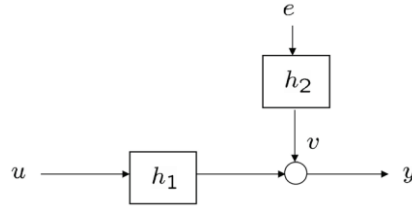


Figure 3.4 : Représentation pour ETFE

Le système peut s'écrire sous la forme  $y(k) = G(q)u(k) + v$  où l'utilisateur cherche à identifier la fonction  $G$ . La méthode empirique consiste à faire le rapport de la transformée de Fourier du signal de sortie sur le signal d'entrée. Mais si le bruit est non-négligeable, il est préférable de calculer l'autocorrélation du signal d'entrée  $R_{uu}$  et la corrélation croisée des signaux entre l'entrée et la sortie  $R_{uy}$  et de faire le rapport des deux. On peut écrire pour les signaux temporels :

$$R_{uy}(\tau) = u(t) * \overline{y(-t)}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} u(t + \tau) \overline{y(t)} dt \quad \text{Équation 3.3}$$

$$R_{uu}(\tau) = u(t) * \overline{u(-t)}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} u(t + \tau) \overline{u(t)} dt \quad \text{Équation 3.4}$$

Le signe  $*$  désigne le produit de convolution entre les fonctions. On remarque que la transformée de Fourier d'un produit de convolution de deux fonctions est le produit des transformées de Laplace des fonctions. On note alors  $\Phi_{yu}$  et  $\Phi_{uu}$  respectivement les transformées de Fourier des termes  $R_{yu}$  et  $R_{uu}$ . La fonction de transfert empirique  $G$  s'écrit alors :

$$G(e^{-i\omega\tau}) = \frac{\Phi_{yu}(\omega)}{\Phi_{uu}(\omega)} \quad \text{Équation 3.5}$$

L'intérêt de cette approche est que comme les fonctions  $e$  et  $u$  sont décorréliées, le rapport précédent est bien la fonction de transfert recherchée. Le bruit  $e$  est éliminé.

Cette méthode est particulièrement précise lorsque le signal d'entrée choisi par l'expérimentateur est du type fréquence par fréquence. Elle sera donc largement utilisée au cours des essais sur le banc Cavhyte mais aussi lors de la simulation d'identification sur le calcul à l'aide du logiciel IZ [MARIE-MAGDELEINE 2012]. Cependant, il s'agit d'une méthode d'évaluation non-paramétrique, c'est-à-dire que le résultat obtenu est un ensemble de points expérimentaux. Sur cet ensemble, il est intéressant d'y associer un modèle mathématique dans un premier temps et un modèle physique dans un deuxième temps. Pour cela, il sera proposé d'effectuer une interpolation des points obtenus par l'ETFE par une fonction du type polynôme ou bien par une fonction rationnelle.

### 3.1.8.2. Moindres carrés

On retrouve l'utilisation de cette méthode dans le cadre des travaux de [BLOMMAERT 2000]. Il s'agit d'une méthode utilisée habituellement dans le cadre de l'estimation des différents modèles de comportement du système (ARX, ARMAX, OE) que l'on regardera dans les paragraphes suivants. Les équations de la méthode des moindres carrés sont obtenues à partir de la représentation du modèle sous forme de régression linéaire suivante :

$$y(k) = \Xi(k)\theta + \epsilon(k) \quad \text{Équation 3.6}$$

Où  $y$  est le vecteur des mesures,  $\theta$  le vecteur des paramètres à identifier,  $\epsilon(k)$  l'erreur de prédiction,  $\Xi(k)$  est la matrice d'observations. La variable  $k$  désigne le  $k$ -ième pas de temps. Le problème consiste à minimiser l'erreur de prédiction et d'identifier correctement le vecteur de paramètres. Le vecteur de mesures et la matrice d'observations contiennent les données expérimentales d'entrée-sortie. La méthode des moindres carrés définit une procédure particulière pour minimiser l'erreur de prédiction. En effet il s'agit de trouver la valeur optimale  $\hat{\theta} = \text{argmin}(J(\theta))$  qui minimise la fonction de dégradation  $J(\theta)$  définie par la norme 2 du vecteur d'erreurs :

$$J(\theta) = \|\epsilon\|_2^2 = \sum_{k=1}^N \|\epsilon(k)\|^2 = (y(k) - \Xi(k)\theta)^T (y(k) - \Xi(k)\theta) \quad \text{Équation 3.7}$$

Le théorème de Gauss-Markov [HESPAHNA 2007] permet de donner directement  $\hat{\theta}$  :

$$\hat{\theta}_N = (\Xi^T \Xi)^{-1} \Xi^T Y \quad \text{Équation 3.8}$$

Le terme  $(\Xi^T \Xi)^{-1} \Xi^T$  désigne la pseudo-inverse de Moore-Penrose [LAUB 2005] et  $Y$  est le vecteur de mesures regroupant tous les  $y(k)$ . Très souvent la méthode des moindres carrés est mise sous sa forme récursive. Pour donner un exemple d'écriture sous forme matricielle d'un modèle autorégressif exogène :

$$y(k) = -ay(k-1) + bu(k-1) + \epsilon(k) \quad \text{Équation 3.9}$$

Avec  $\theta = \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix}$ . On peut alors écrire pour tous les instants  $k$  entre 1 et  $N$  :

$$\begin{pmatrix} \epsilon(1) \\ \epsilon(2) \\ \vdots \\ \epsilon(N) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(N) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -y(0) & u(0) \\ -y(1) & u(1) \\ \vdots & \vdots \\ -y(N-1) & u(N-1) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} \quad \text{Équation 3.10}$$

Ou encore  $E = Y - \Xi\theta$

### 3.1.8.3. Facteur d'oubli

[BLOMMAERT 2000] et [MARTINEZ 2011] décrivent aussi une méthode de moindres carrés permettant de donner plus d'importance dans l'identification de système aux derniers instants d'expérience par rapport aux premiers points d'essais. Cette méthode est notamment très utile lorsqu'un utilisateur n'est pas sûr que le système ait pu atteindre le régime établi au moment où l'observation a été déclenchée. Le premier auteur parle de la méthode des moindres carrés pondérés alors que le second évoque l'approche par facteur d'oubli.

Le facteur d'oubli est un réel nommé  $\lambda$  dont la valeur en règle générale est légèrement inférieure à 1 (entre 0.95 et 0.99 typiquement) [BLOMMAERT 2000].

On multiplie les termes de l'équation 3.7 par la matrice  $W(k)$  :

$$W(N) = \begin{pmatrix} \lambda^{N-1} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 3.11}$$

On redéfinit le problème posé par l'équation 3.7 par :

$$\begin{pmatrix} \lambda^{N-1}\epsilon(1) \\ \lambda^{N-2}\epsilon(2) \\ \vdots \\ \epsilon(N) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda^{N-1}y(1) \\ \lambda^{N-2}y(2) \\ \vdots \\ y(N) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -\lambda^{N-1}y(0) & \lambda^{N-1}u(0) \\ -\lambda^{N-2}y(1) & \lambda^{N-2}u(1) \\ \vdots & \vdots \\ -y(N-1) & u(N-1) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} \quad \text{Équation 3.12}$$

Et on emploie le même algorithme que précédemment pour retrouver le vecteur de paramètres  $\theta$ .

### 3.1.8.4. Modèles régressifs

#### 3.1.8.4.1. Le modèle ARX

Le modèle ARX se traduit comme autorégressif exogène. La structure du modèle est déduite de l'équation 3.6 précédemment présentée :

$$y(k) = -ay(k-1) + bu(k-1) + \eta(k) \quad \text{Équation 3.13}$$

Où on appelle :  $y_e(k) = -ay(k-1) + bu(k-1)$

Ce terme présente le comportement du modèle en sortie non-déviée par les perturbations extérieures.

Et  $\epsilon(k) = y(k) - y_e(k)$  (définie pour tous les modèles)

Le terme  $\eta(k)$  présente la déviation par rapport au modèle réel,  $\epsilon(k)$  est l'erreur de prédiction.

#### 3.1.8.4.2. Le modèle ARMAX

Cette appellation se traduit par le modèle autorégressif à moyenne mobile exogène. Sa structure est la suivante :

$$y(k) = -ay(k-1) + bu(k-1) + c\epsilon(k-1) + \eta(k) \quad \text{Équation 3.14}$$

Le terme  $y_e(k) = -ay(k-1) + bu(k-1) + c\epsilon(k-1)$

#### 3.1.8.4.3. Le modèle OE

Le modèle OE se traduit par l'erreur de sortie.

$$y(k) = -ay_e(k-1) + bu(k-1) + \eta(k) \quad \text{Équation 3.15}$$

Alors  $y_e(k) = -ay_e(k-1) + bu(k-1)$

On remarque que dans ce modèle le terme d'erreur de prédiction dépend de sa valeur à l'instant précédent.

Comme les fonctions étudiées sont discrètes, on passe par les transformées en z des fonctions et on peut alors écrire la fonction recherchée  $G(q)$  sous la forme [MARTINEZ 2011]:

$$G(q) = \frac{q^{-r}B}{A} \quad \text{Équation 3.16}$$

Où  $r$  représente le retard entre l'entrée et la sortie,  $A$  et  $B$  sont les polynômes en  $q$  qui s'écrivent sous la forme :

$$A(q) = 1 + \sum_{j=1}^{na} a_j q^{-j} \quad \text{Équation 3.17}$$

$$B(q) = b_1 + \sum_{j=2}^{nb} a_j q^{-j+1} \quad \text{Équation 3.18}$$

L'écriture précédente des modèles ARX et OE est équivalente à :

$$A(q^{-1})y(k) = q^{-r}B(q^{-1})u(k) + \eta(k) \quad \text{Équation 3.19}$$

Pour l'ARX et pour l'OE :

$$A(q^{-1})y(k) = q^{-r}B(q^{-1})u(k) + A(q^{-1})\eta(k) \quad \text{Équation 3.20}$$

Pour le modèles ARMAX on introduit en plus le polynôme C :

$$C(q) = 1 + \sum_{j=1}^{nc} c_j q^{-j} \quad \text{Équation 3.21}$$

Et on peut écrire que :

$$A(q^{-1})y(k) = q^{-r}B(q^{-1})u(k) + C(q^{-1})\eta(k) \quad \text{Équation 3.22}$$

Les figures suivantes présentent les modèles en termes de schémas-

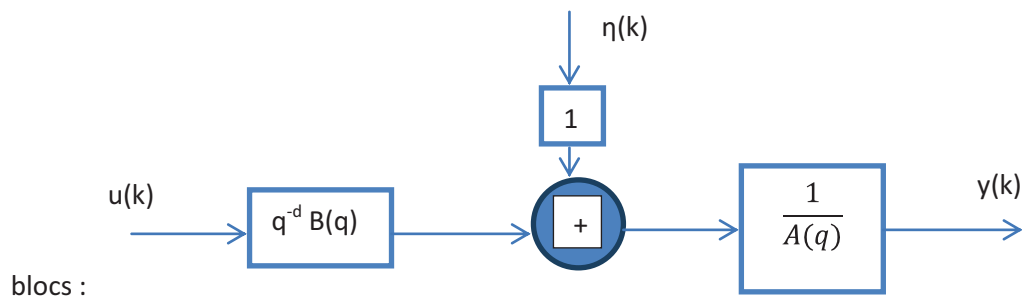


Figure 3.5 : Schéma d'un modèle ARX

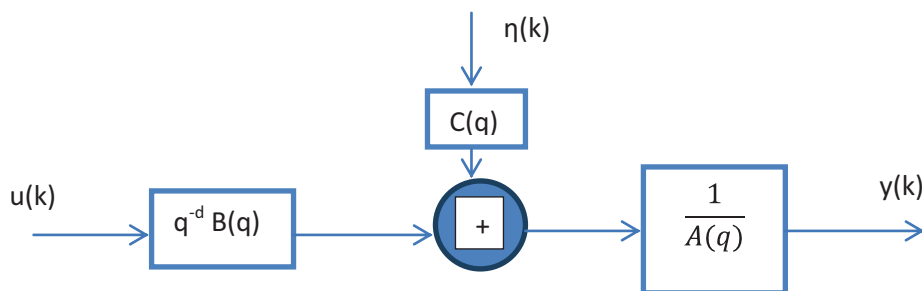


Figure 3.6 : Schéma d'un modèle ARMAX

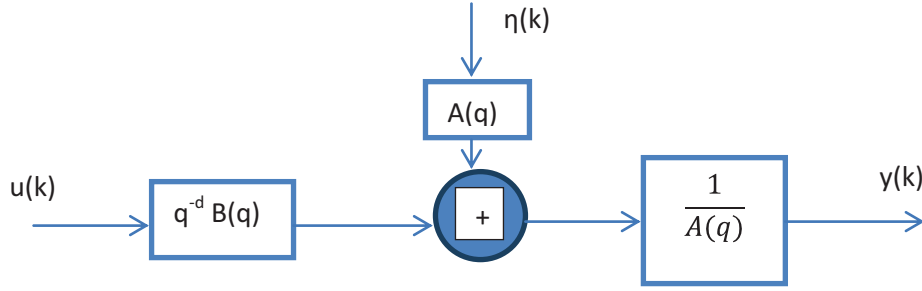


Figure 3.7 : Schéma d'un modèle OE

On exprime par la suite le terme d'erreur  $\epsilon(k)$  et on résout le problème de minimisation de la fonction de dégradation  $J(\theta)$  par la méthode des moindres carrés comme dans le paragraphe 3.1.8.2.

Parmi les trois modèles présentés ci-dessus, le modèle ARMAX est le plus complet, et sera utilisé dans le but de caractériser la fonction de transfert expérimentale sur le banc d'essais Cavhyte mais aussi pour tester la fiabilité de la méthode sur un jeu de données numériques établi sous IZ, dans le cas de l'étude de Venturi 8° cavitant [MARIE-MAGDELEINE 2012]. En revanche, pour cela le procédé doit être réécrit afin d'être utilisé dans le cas d'étude de notre système à multiples entrées-sorties. Le nouveau procédé sera présenté dans le paragraphe 3.6.

### 3.1.9. Cas des systèmes à entrées-sorties multiples MIMO

Dans les références parcourues lors de l'étude bibliographique la plupart des cas d'identification système a été effectué pour un signal d'entrée – sortie de dimension 1, alors que dans notre cas il s'agit du signal d'entrée-sortie de dimension 2, avec deux variables que sont le débit et la pression. On peut alors parler du cas multiples entrées – multiples sorties, ou MIMO. [CHARLEY 2001] propose notamment une méthode pour traiter ce type de problème pour identifier la fonction de transfert. Son idée est d'appliquer successivement au système deux vecteurs d'entrée linéairement indépendants. Cette idée sera réutilisée pour identifier la fonction de transfert sur le banc d'essais Cavhyte. Pour obtenir les vecteurs d'entrée linéairement indépendants, la configuration du banc, la pression d'accumulateur ou encore la course du piston peuvent être changées. En effet la contrainte pour la décolinéarisation est de garder pour les deux essais les mêmes conditions de fonctionnement aux bornes de l'organe à tester en termes de pression et de débit moyens. C'est pourquoi la possibilité de faire varier la pression dans l'accumulateur ou bien de changer la course du piston du modulateur sont intéressantes, car elles font varier uniquement le coefficient de réflexion des ondes dans le cas de l'accumulateur et l'amplitude des ondes dans le cas du piston. Au final, c'est le réglage de la course du piston qui a été choisi pour la procédure des tests. De plus, nous avons pu développer un critère pour nous permettre d'évaluer si les différents essais donnent des vecteurs d'entrée suffisamment decolinéarisés. Cette méthode est expliquée plus en détail dans le paragraphe 3.4.

Soient deux données 1 et 2 d'essais reliant les fluctuations de pressions  $P$  et de débits  $Q$  en entrée à celles en sortie :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_{s1} \\ \tilde{Q}_{s1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_{e1} \\ \tilde{Q}_{e1} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 3.23}$$

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_{s2} \\ \tilde{Q}_{s2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_{e2} \\ \tilde{Q}_{e2} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 3.24}$$

On peut alors exprimer les impédances liées au gain de pression  $Z_m$ , à l'inductance  $Z_L$ , à la compressibilité  $Z_C$  et au gain en débit  $Z_M$  en fonction des déterminants du système par la méthode du pivot de Gauss :

$$Z_m = \frac{\begin{vmatrix} P_{s1} & Q_{e1} \\ P_{s2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad \text{Équation 3.25}$$

$$Z_L = \frac{\begin{vmatrix} P_{e1} & P_{s1} \\ P_{e2} & P_{s2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad \text{Équation 3.26}$$

$$Z_C = \frac{\begin{vmatrix} Q_{s1} & Q_{e1} \\ Q_{s2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad \text{Équation 3.27}$$

$$Z_M = \frac{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{s1} \\ P_{e2} & Q_{s2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad \text{Équation 3.28}$$

Ces expressions peuvent se généraliser facilement aux systèmes à  $n$  entrées et  $n$  sorties. De plus on peut noter qu'il est possible de tester la linéarité du système (par exemple à 2 entrées et 2 sorties) en lui appliquant au moins trois vecteurs d'entrée non-colinéaires. En appliquant une régression linéaire par la méthode des moindres carrés il est alors possible d'estimer la fonction de transfert de manière plus précise. L'inconvénient de cette idée réside dans l'allongement du protocole expérimental.

Beaucoup d'auteurs concentrent par ailleurs leur attention sur les systèmes MIMO [FLORAKIS 2001, GOETHALS 2005, RAO 1981].

### 3.1.10. Tests de validation

Le modèle qui a été estimé par un outil d'identification doit passer par une procédure de validation pour que l'on puisse dire qu'il est réaliste. En effet il y a toujours un risque qu'un modèle marche bien sur une expérience précise, mais ne fonctionne plus pour une autre expérience avec le même système dans les mêmes conditions opératoires. Ceci peut notamment se produire dans le cas où la complexité du système a été incorrectement évaluée ou lorsque le modèle colle au bruit par exemple.

Le test de validation le plus direct consiste à comparer le comportement du modèle estimé avec le comportement du système sur un autre jeu de données d'entrée. Cela s'appelle le test d'évaluation FIT. Si la différence de cette évaluation ne dépasse pas un certain seuil (intervalle de confiance), alors on peut dire que la validation a réussi. Dans le cas pratique, cette technique est très facilement utilisable pour un signal d'entrée du type SBPA : on peut scinder en deux parties le signal temporel d'entrée, la première partie servant à l'estimation et la seconde à la validation. Or dans le cas du banc Cavhyte le modulateur ne peut fournir un signal d'entrée de ce type. Mais si l'on considère le cas du chirp, on ne peut pas scinder en deux ce signal, car la puissance spectrale du signal qui sert à

l'estimation et de celui qui sert à la validation n'est pas la même. L'idée est alors d'utiliser un up-chirp (sinusoïde à fréquence montante) pour estimer les paramètres et un down-chirp (fréquence descendante) pour la validation du modèle.

Un autre test de validation possible concerne la fonction de bruit calculée à partir de l'estimation. Il s'agit du test de blancheur ou whiteness test. Il s'agit de calculer l'autocorrélation du terme du bruit  $\epsilon(k)$ . En effet la valeur du bruit blanc à l'instant donné doit être indépendante de la valeur aux instants précédents. Par conséquent la fonction d'autocorrélation en 0 vaudra toujours 1, mais pour tous les autres échantillons cette valeur sera très petite devant 1 si le bruit est blanc. L'intervalle de confiance pour cette valeur est établi en fonction du nombre total d'échantillons  $N$  :  $|R_{\epsilon\epsilon}(\tau)| \leq \frac{2.17}{\sqrt{N}}$ . Il faut noter que le modèles de type OE calcule des termes de bruit dépendant des valeurs du bruit à l'instant précédent, par conséquent ce test ne sera pas validé lors de l'utilisation du modèle OE. Ces tests permettent surtout d'évaluer la qualité du modèle obtenu et sont complémentaires au test FIT.

Le test de décorrélation consiste à calculer la corrélation entre le bruit  $\epsilon(k)$  et le signal de sortie  $y(k)$  et afin de vérifier que ces fonctions sont bien décorréliées. Cette fois-ci toutes les valeurs de la fonction de corrélation doivent se trouver dans l'intervalle de confiance défini par la formule 3.41.

### 3.1.11. Résumé des étapes d'identification

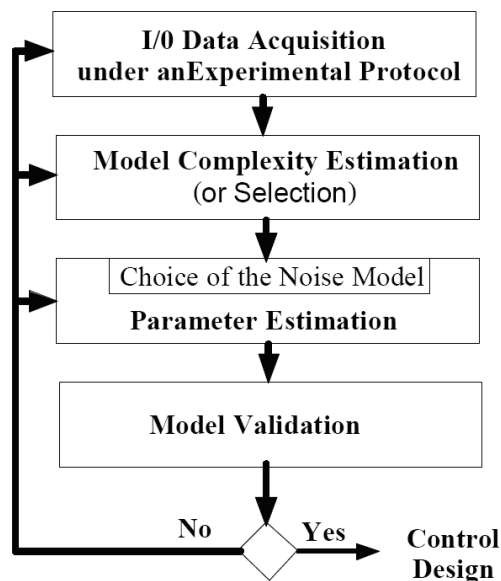


Figure 3.8 : Schéma du processus d'identification

La Figure 3.8 [MARTINEZ 2011] permet de résumer le processus d'identification dans sa globalité. A partir du jeu de données entrée-sortie expérimentales (le signal d'entrée ayant été conçu par l'utilisateur pour correspondre à ces besoins d'identification) l'utilisateur estime la complexité du modèle à l'aide d'une fonction de transfert empirique ainsi que des tests de complexité, puis des divers outils comme ARX, OE ou autres lui permettent d'estimer les paramètres du système. Les résultats obtenus sont testés par un test de validation (par exemple par blanchiment ou décorrélation)



### 3.1.12. Identification des systèmes non-linéaires

L'identification des systèmes non-linéaires est un sujet tout aussi récurrent dans les sources bibliographiques que l'étude des systèmes linéaires. Le chapitre 5 de [LJUNG 1991] présente quelques exemples d'identification des systèmes non-linéaires. [CHEN 1989, 1990, 1992] étudie plusieurs algorithmes différents qui peuvent être utilisés dans le cadre de l'étude des systèmes non-linéaires. Il existe par ailleurs un grand nombre de représentations pour les modèles non-linéaires (Wiener, Hammerstein, Volterra, Laguerre) et d'algorithmes d'identification (Kautz, réseaux de neurones, algorithmes génétiques, polynômes de Legendre, systèmes à logique floue) dont on ne présente ici que les plus communs. Le point commun de toute identification non-linéaire est le fait que l'on est obligé de fixer certaines hypothèses concernant la nature du système, ce qui est contraire à l'approche boîte-noire.

Le modèle NARMAX est la généralisation du modèle autorégressif à moyenne mobile exogène (ARMAX) linéaire aux cas non-linéaires. [GAO 2005] présente une généralisation des modèles linéaires habituels vers les systèmes non-linéaires. Pour un modèle NARMAX, la valeur de  $y(k)$  est une fonction non-linéaire de  $y(k-1)$ ,  $u(k-1)$ ,  $\epsilon(k-1)$ ,  $\eta(k)$  :

$$y(k) = f(y(k-1), u(k-1), \epsilon(k-1), \eta(k)) \quad \text{Équation 3.29}$$

Les modèles de Wiener et de Hammerstein sont aussi très communs dans la bibliographie pour identifier des systèmes non-linéaires. Ils sont présents dans la toolbox identification de Matlab. [LJUNG 1991], [AADELEESAN 2008].

### 3.2. Outil Matlab Identification système

Bien que certains auteurs [SHTOVBA 2003] utilisent des boîtes d'outils logique floue et optimisation dans le cadre de l'identification des systèmes non-linéaires, Matlab possède dans son environnement un outil pour l'identification des systèmes, développé avec l'aide de [LJUNG 1991]. Cet outil comporte un grand nombre d'outil de pré-traitement (filtrage, soustraction de valeur moyenne ou de dérive, et bien d'autres), d'estimation et de validation de modèles. Les techniques d'estimation utilisées comprennent entre autres pour les modèles linéaires l'ARX, ARMAX et OE, et pour les modèles non-linéaires les modélisations de Wiener-Hammerstein. Parmi les procédés de validation le FIT et les tests de corrélation, celui de blanchiment sont implémentés. Cet outil sera utilisé dans le cadre de l'identification de la fonction de transfert d'un Venturi cavitant simulé sous le logiciel IZ (chapitre 3.4) et dans le cadre de l'identification des paramètres des organes cavitants sur le banc Cavhyte (partie 7).

### 3.3. Procédé d'identification d'un organe en cavitation

Deux types d'approches ont été testés pour identifier la fonction de transfert d'un organe en cavitation. D'une part on peut utiliser les approches non paramétriques comme ETFE (empirical transfer function estimation) implémentées dans les différents outils comme la toolbox system identification dans Matlab. L'avantage de la méthode est qu'elle ne nécessite qu'un seul jeu de données et qu'elle propose une solution pour la matrice de transfert sur un très large spectre fréquentiel. L'inconvénient est qu'elle donne des résultats peu fiables pour le spectre de fréquences qui comporte une faible fréquence d'excitation.

## Présentation des méthodes d'identification

---

La difficulté est qu'un seul essai ne permet pas forcément de bien identifier avec une approche paramétrique les quatre coefficients de la matrice de transfert, car il manque des informations et on ne peut à priori séparer les contributions de chaque coefficient sans faire d'hypothèses sur les coefficients eux-mêmes. Cependant, l'expérience de la campagne BIO2 [DAVID 1998, VASSIA 1998] montre que dans ce cas il est impossible de remonter à la source d'erreur si jamais les résultats d'identification obtenus à l'aide de ces hypothèses sont aberrants. La solution proposée consiste à effectuer au moins deux essais en ayant les jeux d'entrées (pression, débit) non-colinéaires. Ainsi on peut obtenir deux systèmes à deux équations de deux inconnues par système que sont d'une part le gain de pression et l'impédance, et d'autre part le gain du débit et la compressibilité. De même on peut rajouter plusieurs essais à différents vecteurs d'entrée non-colinéaires afin de vérifier la linéarité du système et de quantifier son domaine. Cette méthode peut facilement se généraliser pour des matrices qui ont encore plus de variables d'entrée-sortie, cependant l'inconvénient par rapport aux méthodes non-paramétriques est que l'on requiert plusieurs jeux de données ce qui allonge la durée des campagnes expérimentales. Des tests numériques ont été réalisés comme support d'analyse avant de traiter les données d'essais. Ces tests concernent une géométrie de Venturi cavitant et seront détaillés dans l'Annexe 2. Ainsi pour décolinéariser le vecteur d'entrée il est proposé d'effectuer différentes opérations sur le signal simulé par la méthode des caractéristiques :

- modifier l'amplitude des fluctuations du débit

- faire varier le coefficient de réflexion d'ondes au niveau de la jonction du réservoir. Dans le cas pratique on peut passer de la condition de nœud de pression à la condition de sortie libre.

L'étude menée dans le paragraphe suivant montre que les signaux d'entrée-sortie du Venturi cavitant sous le code IZ correspondent bien au modèle linéaire. Pour tester la linéarité du système il paraît judicieux de comparer les coefficients de matrice de transfert obtenus à l'aide des décolinéarisations par plusieurs méthodes différentes. La figure suivante présente un exemple de test de linéarité du système en fonction de l'amplitude de modulation du débit pour le Venturi cavitant.

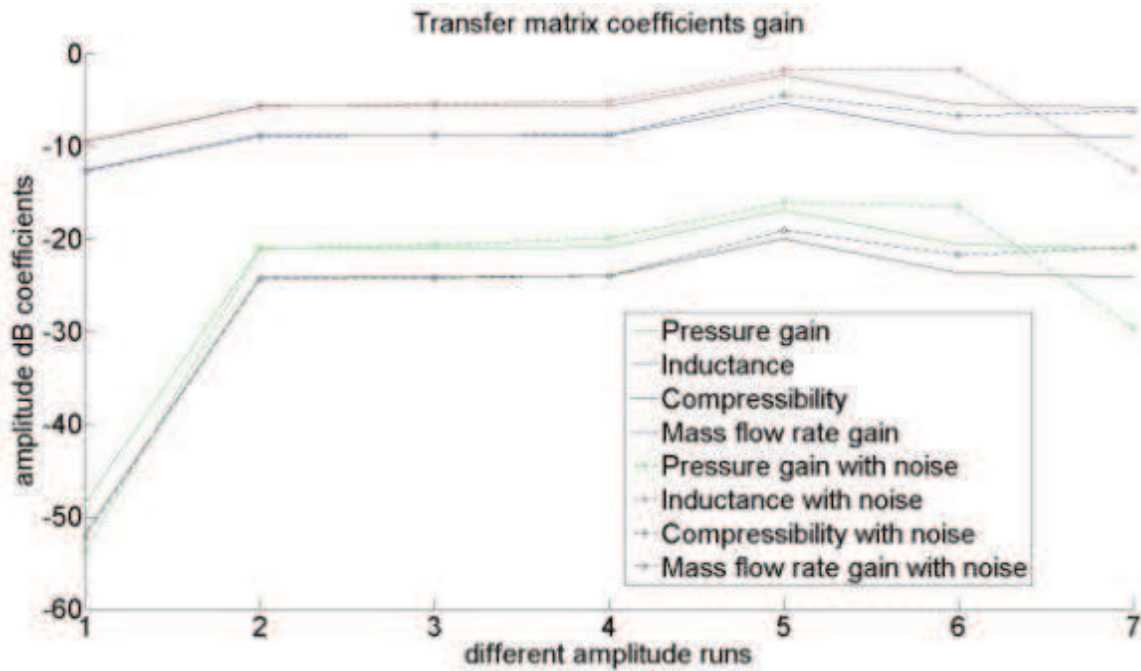


Figure 3.9 : Test de linéarité, gain

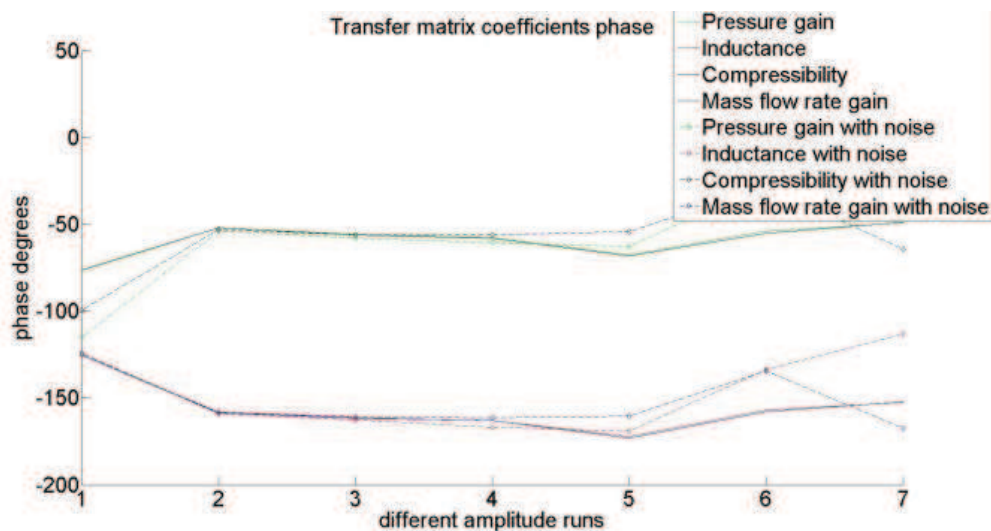


Figure 3.10 : Test de linéarité du Venturi cavitant, phase

Le premier point correspond au choix des vecteurs d'entrée entre 1% et 2% de fluctuation du débit par rapport au débit moyen, le deuxième point entre 2 et 3% et ainsi de suite. D'après le graphique, le domaine de linéarité se situe **entre 2 et 5%** de modulation.

Dans le cas expérimental les décolinéarisations pourront se faire par les procédés suivants :

- La position du modulateur en amont ou en aval de l'organe étudié

- La course du piston du modulateur

- Les différentes configurations d'essais définies pour les autres composants : les vannes, les accumulateurs. Il paraît judicieux de développer un système de contrôle-commande du banc qui

permettrait de rejoindre un point de fonctionnement défini par l'utilisateur correspondant à un angle particulier entre la pression et le débit d'entrée.

Dans le cas pratique l'ordre de grandeur d'angle entre deux vecteurs d'entrée en faisant varier l'amplitude de la modulation peut être de quelques minutes d'arc seulement. Il est alors légitime de se poser la question si les erreurs éventuelles de mesure de pression permettent quand même de mener à bien le travail d'identification. L'étude proposée dans le paragraphe suivant montre que c'est bien le cas.

### 3.4. Critère de décolinéarisation

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle

Équation 3.30

Figure Confidentielle

Figure 3.11 : Critère de décolinéarisation

Figure Confidentielle

Figure 3.12 : Diagrammes de Bode associés (Gain de pression)

### 3.5. Principe de l'interpolation rationnelle par l'approximant de Padé

Paragraphe confidentiel

#### 3.5.1. Explication de la méthode

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle

Équation 3.31

Equation confidentielle

Équation 3.32

Equation confidentielle

Équation 3.33

Equation confidentielle

Équation 3.34

#### 3.5.2. Test de la robustesse de l'approximation vis-à-vis du bruit d'entrée.

Paragraphe confidentiel

Figure confidentielle

Figure 3.13 : Exemple d'application d'algorithme d'interpolation rationnelle

## 3.6. Présentation de l'algorithme ARMAX MIMO LMS avec filtre de Kalman et facteur d'oubli

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle

Équation 3.35

Equation confidentielle

Équation 3.36

Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.37  
Équation 3.39

Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.38  
Équation 3.40

Equation confidentielle

Équation 3.41

Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.42  
Équation 3.44

Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.43  
Équation 3.45

Equation confidentielle

Équation 3.46

Equation confidentielle

Équation 3.47

Equation confidentielle

Équation 3.48

Equation confidentielle  
Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.49  
Équation 3.50  
Équation 3.51

### 3.6.1. Approche par filtre de Kalman

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle  
Equation confidentielle  
Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.52  
Équation 3.53  
Équation 3.54  
Équation 3.55

### 3.6.2. Facteur d'oubli

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle  
Equation confidentielle

Équation 3.56  
Équation 3.57

### 3.6.3. Exemple de test

Paragraphe confidentiel

#### 3.6.3.1. Convergence des paramètres

Paragraphe confidentiel

Figure confidentielle

Figure 3.14 : Convergence de l'erreur

**Figure confidentielle**

Figure 3.15 : Convergence des termes de la matrice de transfert (gauche) comparée au cas haute fréquence

### 3.6.3.2. Tests de blancheur et de décorrélation

**Figure confidentielle**

Figure 3.16 : Test de Blancheur

**Figure confidentielle**

Figure 3.17 : Test de décorrélation

**Paragraphe confidentiel**

### 3.6.3.3. Critique des résultats

**Figure confidentielle**

Figure 3.18 : Diagramme de Bode – (inductance pompe) Gains des coefficients de la matrice de transfert, comparée avec la campagne fréquence par fréquence (à droite)

**Figure confidentielle**

Figure 3.19 : Diagramme de Bode – (inductance pompe) Phase des coefficients de la matrice de transfert comparée avec la campagne fréquence par fréquence (à droite)

**Paragraphe confidentiel**

## 3.7. Conclusion

Ce chapitre présente une étude des différents procédés qui peuvent servir à identifier un organe cavitant dans le banc d'essais Cavhyte au CREMHyG. Cette étude est loin d'être exhaustive, cependant les méthodes les plus classiques d'identification système ont été présentées, aussi bien pour identifier les systèmes linéaires que des systèmes non-linéaires. Plusieurs méthodes seront utilisées au cours de l'identification, cependant il est préférable de choisir les méthodes les plus simples d'utilisation qui correspondent à notre application.

Grâce à cette étude il est possible de mettre en place une procédure complète d'identification d'organe cavitant. On peut ainsi fixer sur choix de la perturbation fournie par le modulateur et définir le protocole expérimental en s'appuyant dessus. Dans un deuxième temps nous avons pu voir les méthodes qui nous aident à estimer la complexité du modèle. Enfin les algorithmes d'estimation des paramètres ont été présentés et ils pourront être appliqués aux résultats expérimentaux. Les procédés de validation quant à eux permettent de dire si la procédure a abouti dans sa globalité et contribuent ainsi à la formalisation des critères de succès d'une campagne d'essais.

Cette thèse propose d'appliquer des outils d'identification et des nouvelles méthodes, notamment les algorithmes auto-récursifs adaptés au cas des systèmes à multiples entrées – multiples sorties (pour les signaux de type chirp), ou encore l'approximant de Padé (pour les signaux fréquence par fréquence), sur le domaine de l'hydraulique, ce qui n'a pas été effectué dans les études antérieures.

Les méthodes d'identification de matrice de transfert présentées dans le paragraphe précédent ont permis d'établir une méthodologie à suivre pour caractériser les organes du banc d'essais Cavhyte dont la méthode de la conception est présentée dans ce chapitre. Tout d'abord, nous nous consacrerons à l'étude bibliographique d'un certain nombre de bancs d'essais répondant aux problématiques similaires. Puis le rôle de chaque composant sera étudié. Ensuite, une étude permettant de quantifier le comportement du banc à partir des modèles RLC sera effectué afin de justifier le choix de la mise en place de différents composants. Enfin, à partir de cette étude il sera possible d'établir les différentes configurations du banc envisageables pour tester les différents organes et d'évaluer la cohérence de l'instrumentation nécessaire.

## 4. Réalisation du banc Cavhyte

Ce chapitre est consacré à l'étude de la mise en place du banc d'essais Cavhyte. Tout d'abord, quelques bancs d'essais similaires (de même problématique ou ayant des problématiques différentes mais présentant les mêmes exigences techniques) sont présentés et analysés pour permettre de bien définir le cahier des charges et prévoir les difficultés. Des outils numériques faisant intervenir les matrices de transfert ont été développés pour assister la mise en place du banc. Des calculs réalisés à l'aide de ces outils permettent le dimensionnement des différentes configurations et le choix des différents composants. Enfin, une étude complète a été menée sur l'implémentation de la mesure du débit fluctuant. Ce chapitre présente tous les aspects relatifs à la mise en place de cette mesure, et ensuite présente et justifie les autres mesures effectuées sur le banc.

### 4.1.Feedback expérimental

#### 4.1.1. Banc d'essais à l'ONERA exploité par [DORDAIN 1974]

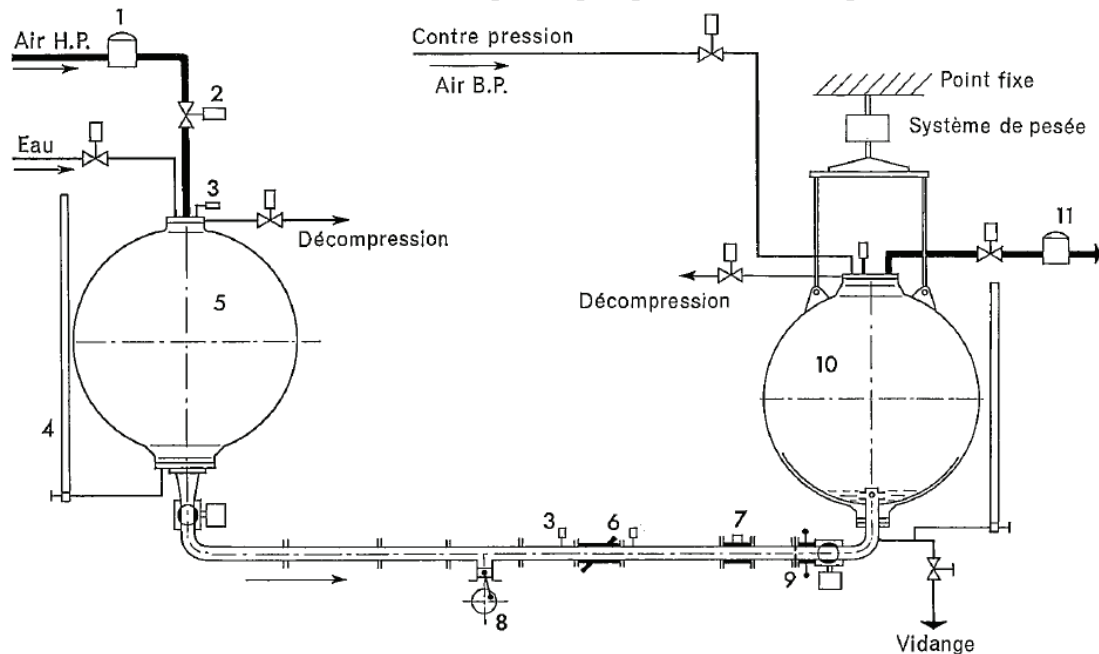


Fig. 4. — Schéma du banc d'essais en hydraulique instationnaire de Palaiseau.

- |                         |  |                       |                            |
|-------------------------|--|-----------------------|----------------------------|
| 1. Détendeur.           | 4. Niveau.                                     | 7. Débitmètre étalon. | 10. Réservoir de rétention |
| 2. Vannes pneumatiques. | 5. Réservoir de chasse 2 000 dm <sup>3</sup> . | 8. Modulateur.        | 2 000 dm <sup>3</sup> .    |
| 3. Capteurs.            | 6. Appareil en essai.                          | 9. Diaphragme.        | 11. Déverseur à dôme.      |

Figure 4.1 : Schéma du banc d'essais à l'ONERA [DORDAIN 1974]

Le but de l'expérience menée par [DORDAIN 1974] était la caractérisation de la fonction de transfert des différents composants hydrauliques dans le cadre de l'étude de l'effet POGO, dont la conduite. Par conséquent un des buts de l'expérience était d'évaluer la faisabilité de la méthode trois capteurs, mais pas de l'appliquer pour mesurer les débits fluctuants. En effet, l'auteur voulait d'étudier la fonction de transfert d'un tronçon et celle-ci est nécessaire pour mener à bien la méthode de l'intensimétrie hydroacoustique. Le banc d'essais qui a servi à l'expérience comporte une conduite entre deux réservoirs, sur laquelle il y a une unité de modulation par piston, une série de capteurs de pression pour effectuer la débitmétrie par la méthode des trois capteurs, plusieurs débitmètres à ultrasons comme moyen de comparaison de la mesure du débit instationnaire. Le temps de réponse des débitmètres à ultrasons utilisés est de 2ms, ce qui est cohérent avec une étude sur les phénomènes qui se produisent dans le spectre de fréquences de 0 à 100Hz. D'après l'auteur, une modulation sinusoïdale de très bonne qualité a



## Réalisation du banc Cavhyte

pu être obtenue à l'aide du modulateur sur toute la gamme de fréquences, mais une résonance du banc se produisait aux alentours du 50Hz.

L'auteur souligne entre autres l'influence de la vitesse du son sur la perturbation de pression générée par le modulateur pour des fréquences supérieures à 15Hz. La mesure de la vitesse du son était déduite à l'aide de la formule de la conservation d'énergie liée à la fluctuation introduite par  $e_v = \left( \left( \frac{\|P\|}{\rho a} \right)^2 + \|U\|^2 \right)$ . En mesurant la pression et le débit fluctuant sur deux sections différentes on peut déduire la valeur de la vitesse du son en fonction de la pression moyenne :

$$a^2 = \frac{\|P\|_1^2 - \|P\|_2^2}{\rho^2 (\|U\|_2^2 - \|U\|_1^2)} \quad \text{Équation 4.1}$$

Cependant l'erreur relative de la mesure de pression et du débit fluctuant ayant été de 5%, celle de la vitesse du son était alors d'environ 10%, soit 100m/s. Dans notre cas, une telle erreur de mesure n'est pas satisfaisante pour reconstituer le débit fluctuant à partir de la mesure des signaux de pression.

### 4.1.2. Banc d'essais SESAME à l'ENSAM Lille

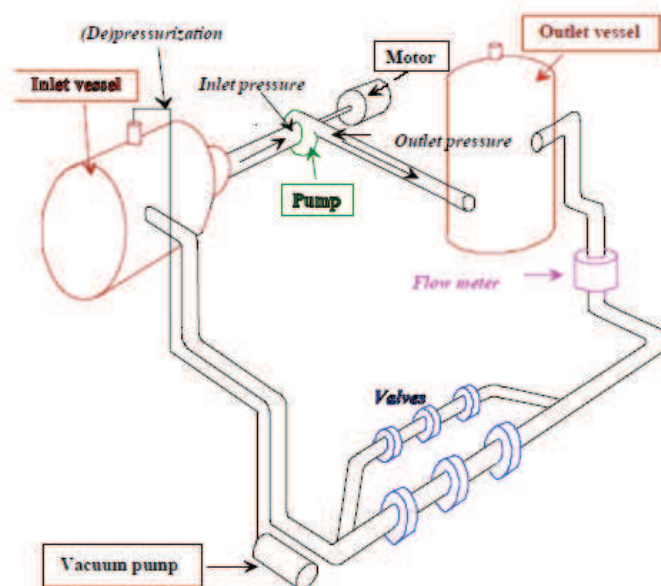


Figure III- 13 : Boucle SESAME

Figure 4.2 : Schéma de la boucle SESAME [CHARLEY 2001]

Ce banc d'essais a été utilisé par [CHARLEY 2001, LAURO 1998] dans le cadre du programme CETIM dont le but était d'étudier le couplage rotor-stator des turbomachines. Au cours des différentes campagnes d'essais, des fonctions de transfert de pompes non-cavitantes ont été caractérisées.

Décrite par [CHARLEY 2001] dans son mémoire de HDR, cette boucle sert à étudier les aspects hydroacoustique et vibratoire des pompes. Notre intérêt pour cette boucle est expliqué par le fait que l'on peut mesurer à la fois des performances moyennes et fluctuantes afin d'obtenir la matrice de transfert de pompe. Les pressions sont de 7 bars à l'entrée et de 15 bars à la sortie, les diamètres à l'aspiration et au refoulement sont respectivement de 260 et 213 mm. La pression instationnaire est mesurée par des capteurs piézoélectriques PCB ou Kistler. La modulation de la pression et du débit est

assurée par une vanne rotative placée sur une branche en dérivation. La longueur d'aspiration est de 4m, celle de refoulement de 6m, le débit peut varier de 3 à 600 m<sup>3</sup>/h.

L'auteur propose une technique classique de mesure du débit à partir du résultat de données de deux capteurs, mais aussi une méthode à quatre capteurs qui est plus précise. Cette nouvelle méthode consiste à mesurer la pression sur quatre sections et d'établir la fonction de transfert sur les interspectres des mesures en faisant intervenir dans le vecteur d'état deux grandeurs supplémentaires (contrainte normale et déplacement du tuyau) en plus des variables liées au fluide (débit et pression). Pour la gamme fréquentielle de 5 à 50Hz, l'erreur obtenue sur la fonction de transfert finale est estimée à environ 0.1 à 0.2dB pour la méthode de deux capteurs et 0.01dB pour la méthode à quatre capteurs.

[CHARLEY 2001] présente aussi les équations de la déformation de la tuyauterie sous l'action des contraintes générées par les fluctuations de pression et de débit.

De son côté, [LAURO 1998] donne quelques considérations pratiques concernant le protocole des mesures. Tout d'abord, il faut respecter une certaine distance à l'aval d'une singularité telle qu'un coude. En pratique la distance retenue est de 20 diamètres. L'auteur souligne aussi les difficultés d'effectuer la mesure en cas de phénomène de recirculation qui peut se produire lorsqu'une pompe cavite à des pressions très faibles en entrée. Lorsque ce phénomène se produit, le débit change de sens en entrée de l'organe, et les équations des ondes ne sont plus valables ( $u_0$  n'est plus constant).

### 4.1.3. Campagne BIO2 au CREMHYG

La campagne BIO2 [VASSIA 1998] s'est déroulée au CremHyg en 1998 et a eu pour but entre autres l'identification des paramètres de la fonction de transfert de l'inducteur cavitant. Il s'agissait des essais à l'eau de l'inducteur LOX du moteur Vulcain. [DAVID, 1998] exploite les résultats de la débitmètrie instationnaire et la méthode utilisée pour mesurer le débit était la même que celle adoptée sur le banc Cavhyte.

La Figure 4.3 représente la ligne d'admission du banc BIO2. La mesure du débit instationnaire a été assurée par l'intermédiaire des capteurs de pression instationnaire P2, P3, P4, P5 et P6. Le diamètre de la ligne correspondant aux sections de mesure est de 183mm, les capteurs sont distants de 577mm. Le banc ne possède pas de modulateur de fréquence, ni de dispositif permettant de mesurer directement ou indirectement le débit aval. Par conséquent les impédances liés à la compressibilité et au gain du débit  $Z_c$  et  $Z_M$  ne seront pas identifiés. On essaye d'identifier les composants de la matrice de transfert du système en faisant l'hypothèse sur l'allure de la fonction de transfert :

$$A = \begin{pmatrix} 1 + m & R + Lp \\ Z_c & Z_M \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.2}$$

Comme il n'y a pas d'excitation fréquentielle, la composante de l'inductance L est supposée connue à partir des caractéristiques de la pompe.

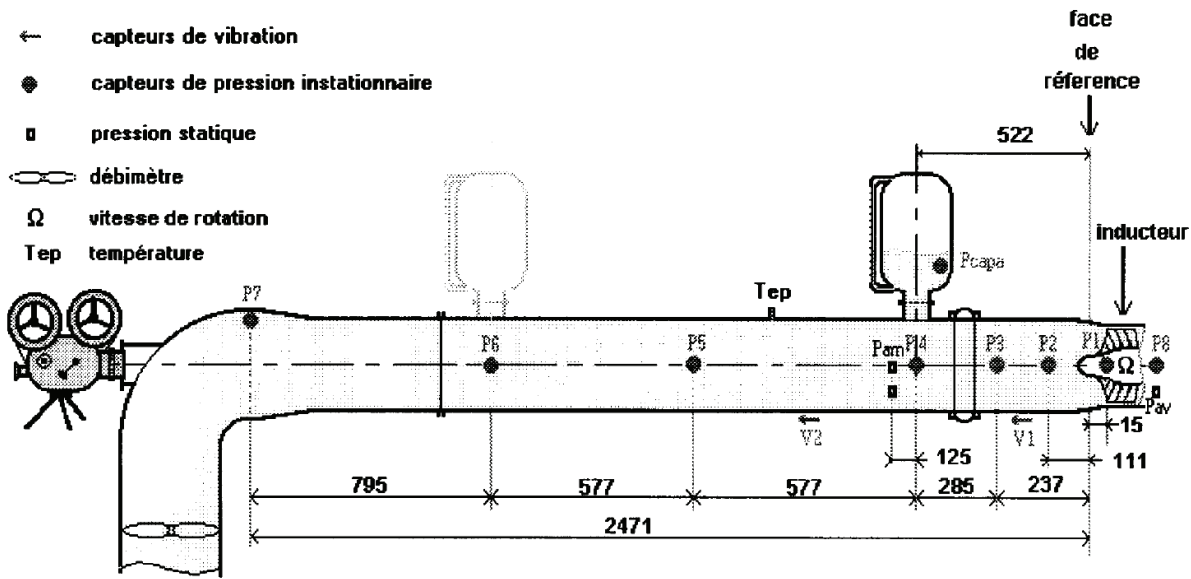


Figure 4.3 : Schéma de la ligne d'admission du banc BIO2 [VASSIA 1998]

La pression fluctuante en amont de l'inducteur est donnée par le capteur P2, car le capteur P1 était hors service. Le débit est déduit d'après les données lues sur les capteurs P2 et P3, la vitesse du son a quant à elle été calculée d'après les capteurs P4, P5 et P6. La pression aval est lue sur le capteur P8. Le débit aval n'était pas connu lors des essais, donc le gain du débit et la compressibilité ne pouvaient pas être étudiées lors de cette campagne d'essais. Les composantes R et L de l'inducteur ont été calculés d'après les caractéristiques de la pompe, et donc on peut écrire que le gain de pression vaut :

$$m = \frac{P_s - (R + Lp)Q_e}{P_e} - 1 \quad \text{Équation 4.3}$$

Les résultats de mesure du gain de pression de la pompe le donnent différent en module et en phase pour chaque mesure effectuée, bien que de même ordre de grandeur de 1. Comme le dispositif expérimental ne comportait pas de modulateur du débit, les perturbations générées par les instabilités naturelles n'ont a priori pas été suffisamment importantes pour permettre une identification précise des paramètres recherchés. Les valeurs de la vitesse du son et du débit fluctuant n'ont pas été satisfaisantes. En effet, l'étude menée récemment durant cette thèse grâce à l'outil présenté dans le chapitre 3 développé sous Matlab a bien permis de se rendre compte de l'importance de l'amplitude du spectre de fréquences pour déterminer la célérité du son.

L'expression de la célérité du son utilisée par les auteurs est la suivante, en adoptant nos notations :

$$a = l\omega \sqrt{\frac{P_3}{2P_2 - P_1 - P_3}} = 2\pi fl \sqrt{\frac{H_3}{2H_2 - H_1 - H_3}} \quad \text{Équation 4.4}$$

Les signaux de pression ou de hauteur piézométrique sont à prendre sous leur forme fréquentielle. Les résultats de mesure montrent que cette expression est beaucoup moins robuste face aux incertitudes de mesure des paramètres P1, P2 et P3 que la formule exacte. Cette formule s'appuie sur la linéarisation du terme en cosinus de la formule proposée entre autres par [BLOMMAERT 2000] et rappelée par l'équation (4.5) ci-dessous :

$$a = \frac{2\pi fl}{\arccos\left(\left\|\frac{P_1 + P_3}{2P_2}\right\|\right)}$$

Équation 4.5

Contrairement au banc Cavhyte, le banc d'essais de la campagne BIO2 ne comportait pas de modulateur de débit, et les auteurs soulignent que les instabilités naturelles n'ont pas été suffisamment prononcées pour mener à bien le calcul du débit fluctuant et de la vitesse du son par la méthode des trois capteurs. Les résultats de la vitesse du son trouvés lors de cette campagne donnent une célérité complexe et variable en fonction de la fréquence.

## 4.1.4. Banc d'essais NASA LPPTF

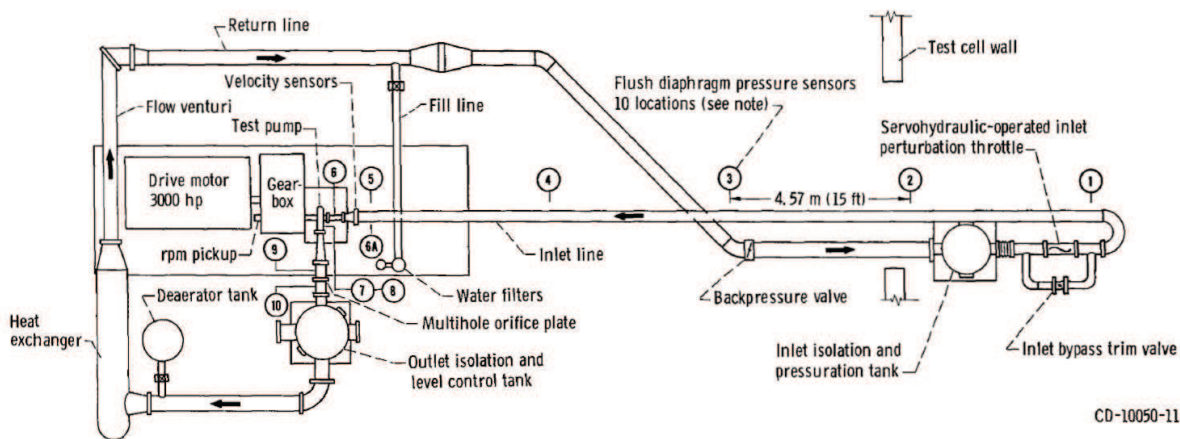


Figure 1. - Pump Perturbations Test Facility, showing analytical reference stations. For analytical purposes stations 1 to 5 and 6A are assumed to be attached to ground; stations 6 to 10 are assumed to be attached to the pump and pipe.

Figure 4.4 : NASA Lewis Pump perturbations test facility [STEVANS 1971]

La mise en place de la débitmetrie par trois capteurs a été effectuée sur le banc d'essais Lewis Pump Perturbations Test Facility [STEVANS 1971]. Il faut souligner que les débits trouvés ont été corrigés par les valeurs mesurées par des accéléromètres des vibrations de la tuyauterie. La vitesse du fluide dans le référentiel de l'observateur est donc la somme de la vitesse mesurée par les capteurs de pression immobiles par rapport à la conduite et de la vitesse liée aux vibrations longitudinales de la conduite lors de l'essai. La méthode de calcul de la célérité du son et du débit fluctuant ainsi que la technique de correction par les mesures des accélérations de la conduite ont été présentés préalablement par [BLADE 1962].

Cette boucle a été mise en place dans le centre de recherches Lewis pour établir la fonction de transfert de pompes utilisées par la NASA dans les années 1970. Il s'agit d'étudier les oscillations engendrées par la cavitation dans le domaine de 5 à 30 Hz. La taille du banc d'essai est bien plus importante que dans le cas du Cremhyg avec la longueur du tuyau d'entrée de 18,3m pour un diamètre de 20cm, le débit de 30 à 52 L/s, le régime de rotation à 3000 rpm. Il s'agit d'un circuit ouvert avec un grand réservoir de 2.4m et de diamètre 1.2m (volume total d'eau 9.5 m<sup>3</sup>) qui empêche le retour des perturbations, excité par une vanne perturbante électrohydraulique montée en direct, avec une petite boucle en parallèle équipée d'une valve. Dans les conditions d'essai, l'ordre de grandeur des variations du débit va de 0,2 à 1,2 L/s et la pression à l'aval de la pompe est de 4.8 bar.

Le débit instationnaire entrant est déduit indirectement par l'équation d'onde acoustique à partir des données de capteurs de déplacement à induction électromagnétique de tuyau ainsi que des mesures de pression dynamique mesurée par des capteurs diaphragmes. Le débit instationnaire sortant est mesuré grâce à une plaque à orifices (réseau de diaphragmes) qui utilise les données de perte de charge pour mesurer le débit fluctuant. En effet cela oblige le circuit à être en boucle ouverte, car les perturbations ne se propagent pas au-delà du nid d'abeille. Les résultats des expériences montrent une très bonne concordance avec ce qui était attendu d'après le calcul préliminaire en prenant en compte l'effet de la vibration de la conduite, qui a eu une contribution très importante. L'ordre de grandeur de la différence entre le débit déterminé par la méthode des trois capteurs et la correction par les accéléromètres est de 25% en amplitude et de  $0.14\pi$  en phase.

### 4.1.5. Test d'injecteur diesel Moehwald-Bosch

[CATANIA 2009] propose un dispositif de mesure de débit transitoire dans les composants hydrauliques automobiles fonctionnant à des pressions de l'ordre de 1000bar. L'auteur remarque que pour assurer le bon fonctionnement de la méthode il faut avoir une longueur minimale entre les capteurs  $l_{\min}=2\text{adt}$ . En tant que dispositif, Catania utilise deux tronçons intensimétriques munis chacun de deux capteurs de pression piézoélectriques ( $y_1, y_2, y_4, y_5$  sur la Figure 4.5) et un capteur piézorésistif ( $y_3$  et  $y_6$ ) placé au milieu qui mesure aussi la température. Les capteurs successifs sont séparés par des distances de 192 et 255mm. La durée de chaque essai est de l'ordre de quelques millisecondes, les capteurs de pression ont été utilisés à des fréquences de l'ordre de 50kHz. L'auteur souligne que les capteurs doivent avoir leur erreur de non-linéarité inférieure à 0.1% de l'étendue de mesure.

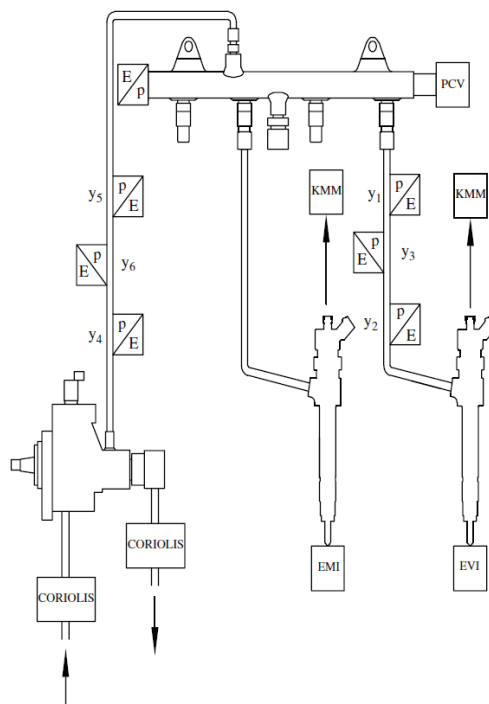


Figure 4.5 : Schéma du dispositif de test d'injecteur Diesel [CATANIA 2009]

Le débit sortant de l'injection common-rail a été expérimentalement mesuré. La formule adoptée par Catania est obtenue par la méthode des caractéristiques, en discrétisant les équations de Saint-Venant. L'expression pour mesurer les fluctuations du débit s'appuie sur l'intégration de la méthode des

caractéristiques : le débit instantané dépend de toutes les mesures de pression antérieures. La valeur du débit massique fluctuant  $q$  à l'instant  $t_k = k \cdot dt$  se calcule par :

$$q(t_k) = q(0) + dt \sum_{j=0}^{k-1} \left( \frac{p_1(j \cdot dt) - p_2(j \cdot dt)}{l} S + \frac{q(j \cdot dt)}{E} \left( \frac{p_1((j+1) \cdot dt) - p_1(j \cdot dt)}{dt} + \frac{p_2((j+1) \cdot dt) - p_2(j \cdot dt)}{dt} \right) - \frac{\pi D f}{8 \rho S^2} q(j \cdot dt) |q(j \cdot dt)| \right) \quad \text{Équation 4.6}$$

On note  $p_1$  la prise de pression amont et  $p_2$  la prise de pression aval,  $E$  le module d'élasticité du liquide. Il faut noter que la connaissance du débit initial est nécessaire pour effectuer le calcul, ce qui est le cas pour l'auteur, mais ceci ne peut être assuré expérimentalement sur le banc Cavhyte. En revanche, la formule utilisée par Catania ne fait pas intervenir la célérité du son, qui est utilisée de manière implicite.

Selon les courbes données dans l'article, les résultats expérimentaux correspondent fortement aux résultats attendus en théorie (erreur de l'ordre de 2% d'étendue de mesure). Le terme d'erreur est majoré par  $\frac{2T \cdot S \cdot \delta p}{l}$  où  $T$  est la durée d'essai et  $\delta p$  la variation de pression maximale par rapport à la pression moyenne. Par conséquent plus le temps d'essai est long, plus l'erreur de reconstitution du débit sera importante, alors que c'est l'inverse qui se produit pour la méthode de reconstitution plus classique.

## 4.1.6. Test d'application sur le banc DERAP

[DUPLAA 2008] a envisagé de mettre la méthode des trois capteurs sur le banc d'essais DERAP à l'ENSAM de Lille afin d'étudier les phénomènes liés au démarrage rapide des pompes. Contrairement au banc Cavhyte où le débit est excité par une sinusoïde, pour le banc DERAP l'excitation typique était un Dirac au démarrage rapide de pompe. L'expression du débit à partir des mesures de pression fluctuante des deux capteurs successifs adoptée était alors la suivante :

$$q_v = \frac{S dt}{2 \rho l} (p_1 - p_2) - \frac{S f u_0 |u_0| dt}{2 D_h} \quad \text{Équation 4.7}$$

Avec  $q_v$  le débit volumique,  $S$  la section de la conduite,  $dt$  le temps d'échantillonnage,  $D_h$  le diamètre hydraulique du banc (cela correspond au diamètre normal pour une conduite cylindrique). Cette formule est issue de l'équation de Saint-Venant en négligeant la partie convective.

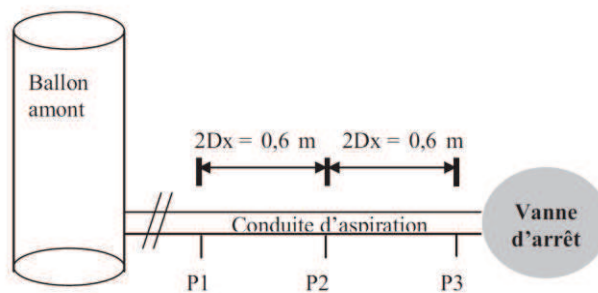


Figure 4.6 : Dispositif de test de la méthode des trois capteurs [DUPLAA 2008]



## Réalisation du banc Cavhyte

Or comme les capteurs utilisés étaient des capteurs piézorésistifs, ils ne pouvaient mesurer que la composante fluctuante de la pression. La composante continue du signal de ces capteurs dérivait avec le temps, à une vitesse différente pour chaque capteur, ce qui faussait la mesure de la différence  $p_1 - p_2$ . Comme il s'agit d'un phénomène intrinsèque aux capteurs, l'application de la méthode n'a pas été possible.

### 4.1.7. Mesure du débit instationnaire sur un écoulement d'huile

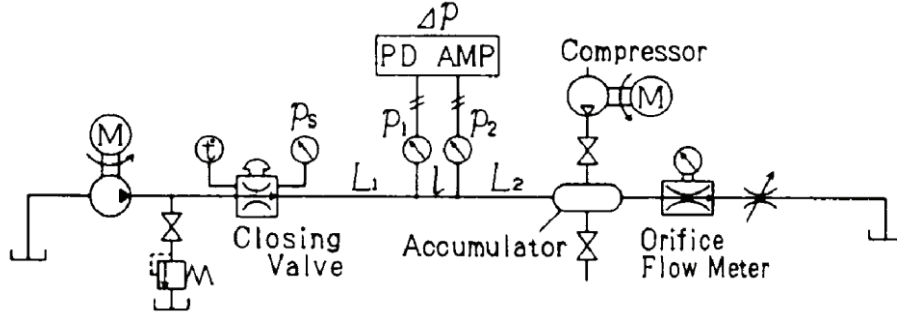


Figure 4.7 : Schéma du banc expérimental pour étudier un écoulement d'huile [WASHIO 1996]

[WASHIO 1996] met en place un dispositif pour mesurer le débit pulsant d'huile. L'écoulement est modulé par une valve qui s'ouvre ou se ferme. Le diamètre interne du tube est de 14.6mm pour des débits variant de 30 à 130 cm<sup>3</sup>/s, il s'agit bien d'un écoulement visqueux laminaire. Tout comme [DUPLAA 2008] l'auteur est confronté à mesurer une différence de pression à partir de deux capteurs indépendants. Pour améliorer la qualité de la mesure le circuit suivant a été proposé par l'auteur, noté PD AMP sur la Figure 4.7 :

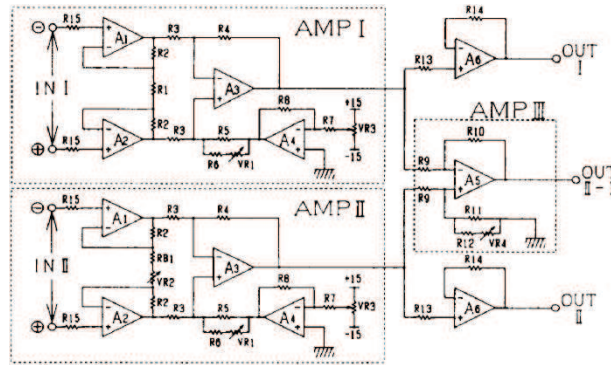


Figure 4.8 : Circuit électronique permettant de mesurer une différence de pression [WASHIO 1996]

La formule permettant de relier le débit aux fluctuations de pression est la suivante :

$$q_v = -\frac{\pi R^2}{\rho l} \int_0^t (p_1(t') - p_2(t')) w_q(t - t') dt' \quad \text{Équation 4.8}$$

En notant  $w_q$  la transformée de Laplace inverse du terme venant de l'équation (4.8) :

$$W_q(p) = \frac{1}{p} \frac{I_2 \left( R \sqrt{\frac{p}{v}} \right)}{I_0 \left( R \sqrt{\frac{p}{v}} \right)} \quad \text{Équation 4.9}$$

Où  $I_2$  et  $I_0$  sont les fonctions de Bessel modifiées du second type d'ordre 0 et 2

## 4.2.Présentation des composants du banc Cavhyte et de leur modélisation

### RLC

Le besoin actuel est de savoir reproduire les phénomènes d'auto-oscillation de cavitation du vol spatial sur un banc d'essai afin de voir comment la turbopompe en cavitation réagit face à une modulation du débit et ainsi pouvoir prédire le risque du phénomène POGO. C'est pourquoi les différents composants mis en place sur le banc d'essai sont choisis afin de générer artificiellement ce phénomène sur le banc d'essai. Ce dernier doit être modulable afin de pouvoir facilement déplacer ou remplacer les différents éléments et mieux étudier leur influence sur le comportement global du banc.

### 4.2.1. Vue d'ensemble du banc

Plusieurs configurations ont été testées sur la boucle : une configuration sans profil cavitant pour caractériser les paramètres, puis on mettra en place les organes comme la veine à divergent radial (VDR) et enfin la pompe centrifuge Siebec, tout en essayant de placer le modulateur soit en amont, soit à l'aval du profil à caractériser. Le débit nominal traversant le banc est de 2.5L/s d'eau. L'ordre de grandeur de pression au sein du circuit est de 1 à 5 bars. Sachant que la veine VDR est un composant passif alors que les pompes sont des composants actifs générant une surpression (de l'ordre de 1.2bar pour la pompe Siebec A19 en régime de rotation de 3000 tours par minute), la ligne d'admission sera à haute pression pour le cas de la veine VDR et à basse pression pour les pompes et vice-versa pour la ligne de refoulement.

Le schéma suivant présente une des configurations possibles du banc d'essais. Il s'agit de la configuration du banc avec un modulateur en amont de la veine VDR. Plusieurs configurations ont été testées durant les campagnes d'essais, notamment celles avec ou sans accumulateurs ou vanne anti-cavitante.

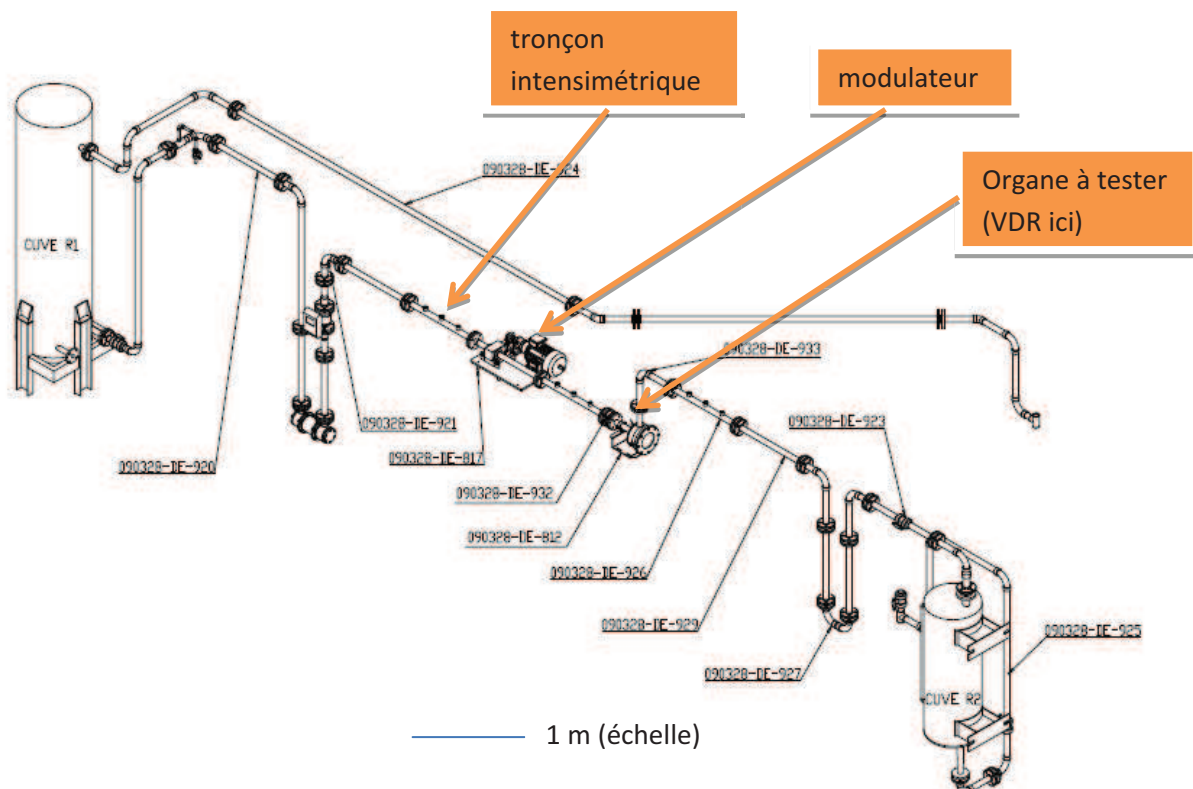


Figure 4.9 : Schéma du banc, configuration VDR modulateur amont



## Réalisation du banc Cavhyte

La distance entre les deux réservoirs est d'environ 10 mètres. La longueur du « tronçon unité » a été fixée à 0.8m. Le banc ci-dessus pourra être éventuellement complété par d'autres éléments, notamment par un débitmètre à ultrasons ou bien des capacités hydrauliques. Comme on peut le remarquer sur le schéma, il y aura trois tronçons équipés des prises de pression à trois capteurs. Le schéma et l'explication du montage seront présentés dans le paragraphe concernant les tuyaux et l'instrumentation. Les schémas des autres configurations sont très similaires grâce à l'aspect modulable de la boucle et seront traités dans le chapitre 5.

### 4.2.2. Présentation des composants hydrauliques

#### 4.2.2.1. Conduites

Les conduites sont fabriquées en acier inoxydable 304L. Le choix du matériau (entre l'acier inoxydable et le plastique PVC) a été effectué en fonction de l'analyse fréquentielle du comportement du banc à l'aide d'un outil de simulation développé en parallèle avec Snecma, qui sera présenté dans le paragraphe 4.4. En revanche, les conduites du circuit retour (qui étaient déjà disponibles) sont en PVC.

La longueur unitaire d'un tronçon a été fixée à 80cm. La conduite et les brides ont pour dimension DN40 : le diamètre interne  $D_i$  vaut 43.1mm, l'épaisseur  $e$  vaut 2.6mm et le diamètre externe 48.3mm. Lorsqu'on calcule la célérité du son par la formule :

$$\alpha = \frac{a_{\text{fluide}}}{\sqrt{1 + \frac{\rho_{\text{fluide}} a_{\text{fluide}}^2 D_{\text{interne}}}{eE}}}$$

On prend pour le module de Young  $E$  la valeur de 210GPa pour l'acier, 1480m/s pour la vitesse du son dans la conduite dans l'eau et 1000kg/m<sup>3</sup> pour la masse volumique de l'eau. Ceci représente une vitesse du son de 1366m/s sans prise en compte des bulles d'air éventuellement présentes. Il faut noter que pour le choix alternatif du matériau, à savoir pour le PVC, la célérité était de l'ordre de 800m/s. Les brides sont aussi dimensionnées DN40 dans tout le circuit. La figure suivante représente un schéma de la conduite :

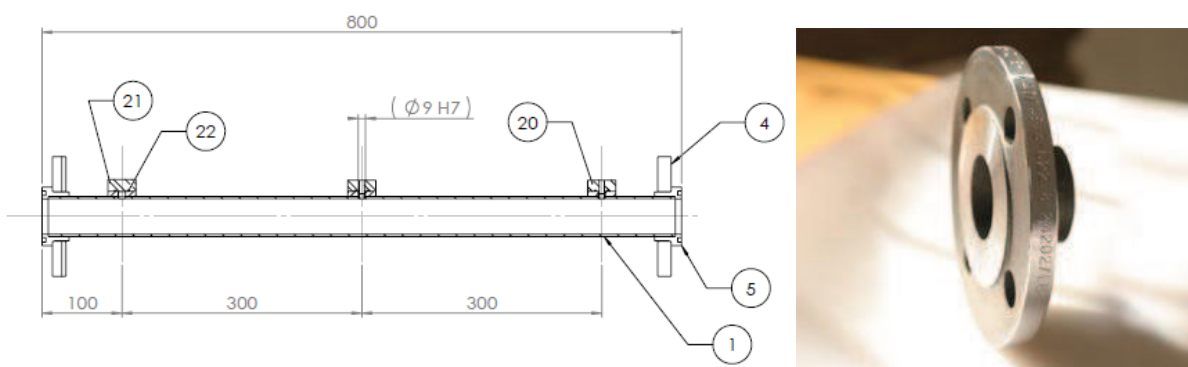


Figure 4.10 : Schéma d'un tronçon unitaire (EPRI2), photo d'une bride DIN2635 DN40 (Zetamec)

Cependant la continuité hydraulique au niveau de la jonction des deux tronçons de tuyauterie demeure un point sensible, étant donné que d'une part le collet (pièce numérotée 5 sur la Figure 4.10) est soudé sur le tronçon ce qui induit une légère discontinuité au niveau du diamètre intérieur. D'autre part, les tolérances MKC (Manufacturing Key Characteristics, représentent les déviations des dimensions des pièces par rapport à celles imposées par les plans de fabrication) associées à la fabrication des collets et des brides ainsi que le jeu AKC (Assembly Key Characteristics, représentent les tolérances d'assemblage des pièces) au niveau des vis de la bride (2mm) et celui entre la bride et la tuyauterie (4mm) peut

## Réalisation du banc Cavhyte

accroître la discontinuité hydraulique. Le schéma de montage en prenant pour référence le niveau des collets et non des brides, et le positionnement des pièces au laser prévu lors de l'opération du montage du banc permettrait de réduire les PKC (Performance Key Characteristics, représentent les défauts d'alignement des pièces perçues par l'utilisateur, ou ici par l'écoulement) liés à la discontinuité hydraulique à une valeur liée uniquement à la MKC des collets.

### Modélisation RLC d'une conduite

La modélisation RLC de la conduite a été présentée dans le chapitre 2. Dans le cas de notre modélisation RLC on utilise l'approche linéique où l'on subdivise chaque tronçon de 0.8m de conduite en 40 sous-tronçons de 2cm pour une meilleure convergence de résultats à des hautes fréquences.

Dans le cas où on peut négliger la perte de charges, on écrit la matrice de transfert d'un tronçon de longueur  $l$  [DORDAIN 1978] :

$$M(j\omega, l) = \begin{pmatrix} ch\left(\frac{j\omega l}{a}\right) & -\rho a \cdot sh\left(\frac{j\omega l}{a}\right) \\ -\frac{1}{\rho a} sh\left(\frac{j\omega l}{a}\right) & ch\left(\frac{j\omega l}{a}\right) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.10}$$

On remarque que cette dernière matrice de transfert satisfait la propriété  $M(x+y)=M(x)*M(y)$ , par conséquent la subdivision en mailles élémentaires n'est pas nécessaire. Cependant dans la plupart des cas on utilise le modèle suivant proposé par Snecma qui prend en compte les pertes de charge [MARGUENDA 1996]. On pose en notant  $p=j\omega$  :

$$\gamma_{csh} = \sqrt{\frac{(R + Lp)lSp}{a^2}} \quad \text{Équation 4.11}$$

$$A(p) = \begin{pmatrix} ch(\gamma_{csh}) & -(R + Lp) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \\ -Cp \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} & ch(\gamma_{csh}) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.12}$$

Avec les coefficients  $R$ ,  $L$  et  $C$  qui valent pour un tronçon de conduite de 2cm :

$$R = \frac{16\lambda l q_0}{\rho_{fluide} \pi^2 D^5} \quad \text{Équation 4.13}$$

$$L = \frac{l}{S} \quad \text{Équation 4.14}$$

$$C = \frac{lS}{a^2} \quad \text{Équation 4.15}$$

Où le coefficient de perte de charges  $\lambda$  est calculé par la loi de Blazius  $\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$  (4.18). L'expression du coefficient de résistance  $R$  est tirée directement de la loi de Darcy-Weisbach.

*Remarque : Un certain nombre d'auteurs [KERNILIS 1998, WANG 1984, CERVONE 2009] utilisent l'approximation linéaire de la matrice de transfert de la conduite :*

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1 & -(R + Lp) \\ -Cp & 1 \end{pmatrix}$$

Équation 4.16

Cependant on remarque que ce modèle peut amplifier le terme d'énergie volumique fluctuante défini par  $e_v = \left(\frac{\tilde{p}}{\rho a}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{q}}{\rho s}\right)^2$  [DORDAIN 1978] et ainsi aboutir à des résultats aberrants à des hautes fréquences lorsque ce modèle est implémenté, si la longueur des mailles élémentaires est trop importante.

## 4.2.2.2. Coudes

Un exemple de coude est présenté sur la Figure 4.11. Pour calculer le coefficient de perte de charge singulière liée au coude, on peut estimer qu'un coude à rayon moyen de diamètre 43mm est équivalent à une longueur droite de 1m de conduite [FORTES-PATELLA 2009]. En connaissant la nature du coude et la rugosité relative ( $\epsilon=0.046\text{mm}$  pour l'acier inoxydable d'après le document de l'Université de Sherbrooke), on peut calculer la perte de charge dans les coudes en utilisant le diagramme de Moody (on obtient  $f=0.013$ ) et la formule  $\Delta h(mcE) = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$ , où  $L=0.8\text{m}$ ,  $D=0.043\text{m}$ ,  $v=1.7\text{m/s}$ ,  $g=9.81\text{m/s}^2$ .

En utilisant la même formule pour les conduites simples, on trouve pour tous les tronçons et tous les coudes de la branche acoustique (on somme 8 coudes et 13 tronçons au total) une perte de charge totale de 0.8mCE soit 0.08bar. Pour la branche retour en PVC on obtient de la même manière une perte de charge inférieure à 0.1bar. Les pertes de charge dans le circuit dues à la vanne anti-cavitante et au profil cavitant seront grandes devant celles liées aux coudes et aux tuyaux. Ci-dessous on peut voir un schéma d'un coude donné par la société EPRI2.

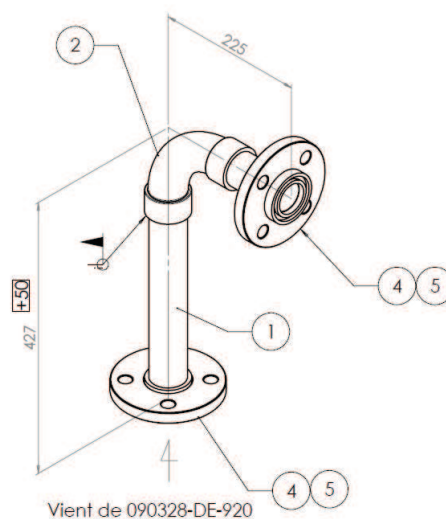


Figure 4.11 : Schéma d'un coude

## Modélisation RLC du coude

Le coude est modélisé de la même manière que le tronçon de la conduite dans l'outil proposé. D'après les plans fournis par EPRI2, on peut diviser le coude en 4 tronçons de 2cm, qui auront les coefficients C et L identiques à la conduite rectiligne. Pour le coefficient de résistance R, on utilise une autre formule que dans le cas d'un tronçon, à savoir celle de la perte de charge singulière. L'abaque de Nikuradze nous donne  $433\text{m} \cdot 1.s^{-1}$  pour le coefficient R, par conséquent nous prendrons un quart de cette valeur pour chacun des tronçons. Sa matrice de transfert vaut alors :

$$A(p) = \begin{pmatrix} ch(\gamma_{csh}) & -(R + Lp) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \\ -Cp \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} & ch(\gamma_{csh}) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.17}$$

### 4.2.2.3. Capacités

Bien que sur la Figure 4.9 il n'y ait pas de capacités hydrauliques, leur utilisation est envisagée selon la configuration à tester. Il faut noter qu'un accumulateur doit être utilisé sur un tronçon horizontal.

L'influence d'un accumulateur sur le banc d'essai a été modélisée avec l'outil de simulation fréquentielle développé en parallèle avec Snecma. On peut voir le résultat sur la Figure 4.13. En effet le modèle d'accumulateur utilisé (Surge Shaft) a été proposé dans la référence [NICOLET 2007]. On peut notamment exprimer la capacité hydraulique par la formule suivante :  $C_{accu} = \frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}}$

En prenant pour la masse volumique  $1000 \text{ kg/m}^3$ , le coefficient adiabatique à 1.4, et la pression totale de 1bar environ à l'amont et 5 bar à l'aval (lors de cette phase de préétude), on peut estimer donc pour un modèle d'accumulateur choisi la capacité et l'influence sur le banc d'essai en configuration pompe. Ainsi pour le modèle de capacité hydropneumatique Olaer EHV 0.2 avec un volume maximal de 0.17L on a une capacité de  $1.2 \cdot 10^{-6} \text{ m.s}^2$ . Le schéma de cet accumulateur est donné par la Figure 4.12.

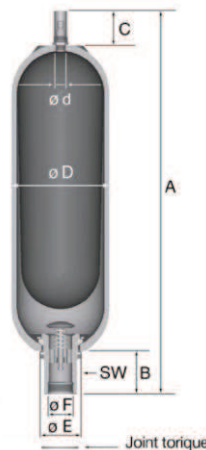


Figure 4.12 : Schéma d'un accumulateur Olaer EHV

Comme on peut le voir sur la Figure 4.13 (où l'amplification de la fluctuation du débit à l'entrée de l'organe testé par rapport à la sortie du modulateur est représentée), les valeurs de capacité comprises entre  $10^{-6}$  et  $10^{-9} \text{ m.s}^2$  sont à éviter pour des éventuels problèmes de résonance, donc on peut soit ne pas introduire de capacité du tout, soit introduire une capacité de volume supérieur à 0.15L pour éviter tout problème de résonance. Un accumulateur Olaer EHV 350/90 de taille 0.2 ou 0.5 est suffisamment volumineux pour notre application. Le résultat obtenu dépend aussi des modèles choisis pour les autres composants du banc.

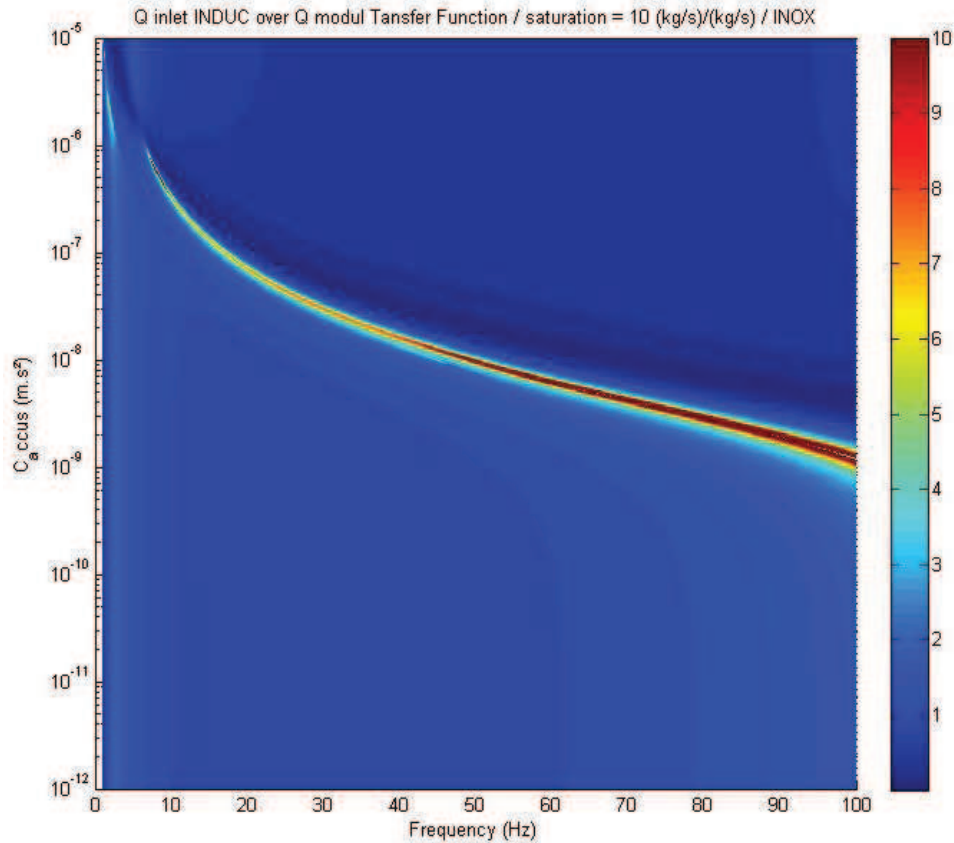


Figure 4.13 : Réponse du banc hydraulique en fonction de la capacité

Une étude sera présentée plus tard dans ce chapitre pour justifier la mise en place des accumulateurs sur le banc d'essais Cavhyte.

### Présentation du modèle RLC d'accumulateur

Le modèle choisi pour l'accumulateur est un modèle Surge Shaft :

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \\ R + Lp + \frac{1}{Cp} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.18}$$

Cependant on remarque que les trois coefficients R, L et C ont une influence importante sur la courbe d'atténuation dont l'allure varie beaucoup en fonction notamment du choix de la résistance d'entrée. La courbe d'atténuation fournie par le fabricant est présentée sur la Figure 4.14.

Courbe d'Atténuation

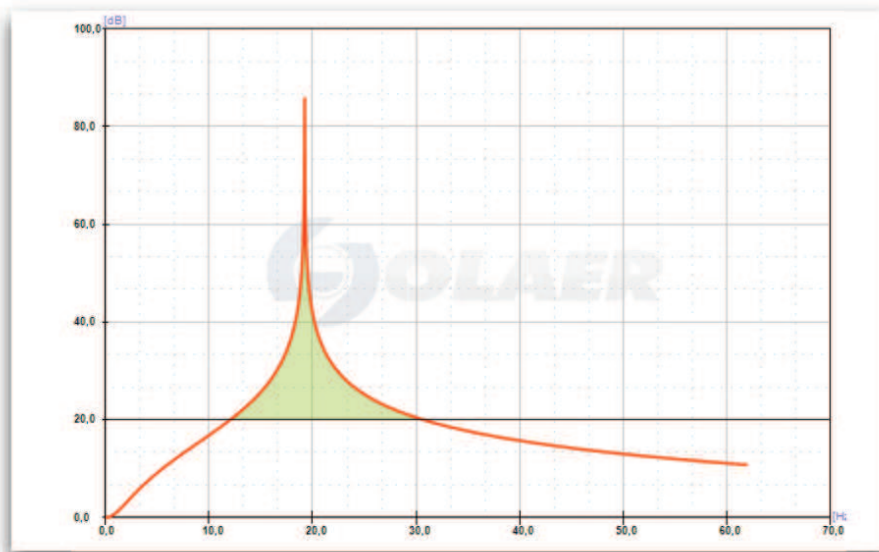


Figure 4.14 : Diagramme d'atténuation pour l'accumulateur Olaer EHV 0.2 donnée par le fabricant

On cherche à identifier le filtre coupe-bande généré par l'accumulateur sur la Figure 4.14 par rapport aux modèles que l'on a utilisés précédemment, afin d'introduire ce modèle dans une simulation globale du banc d'essais Cavhyte.

Après quelques calculs on retombe sur le modèle surge-shaft décrit dans la thèse (Nicolet, 2007) et utilisé communément par Snecma. La représentation RLC du modèle est proposée sur la Figure 4.15 ci-dessous :

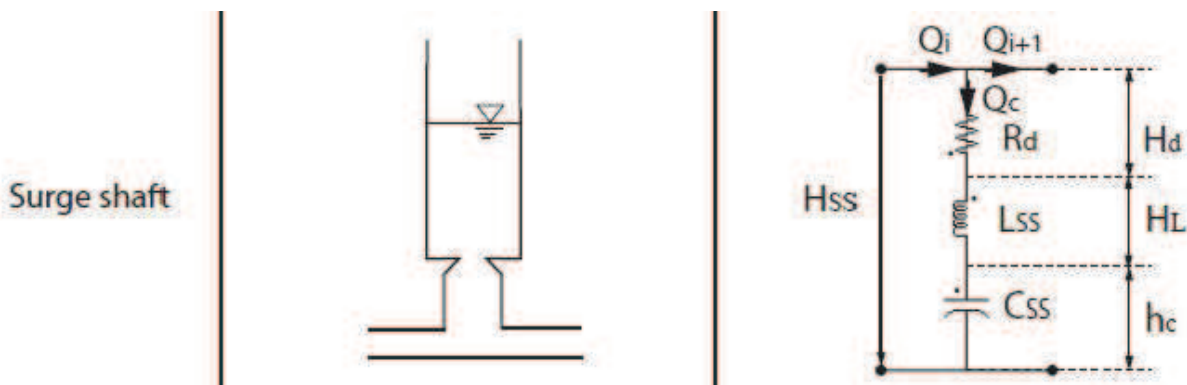


Figure 4.15 : Modèle surge shaft de l'accumulateur

Cependant il faut faire attention aux paramètres choisis pour L et pour R dans ce modèle, au risque de faire varier la fréquence de résonance et la nature du filtre.

La capacité de l'accumulateur vaut  $C = \frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}}$  où la pression totale est la pression de refoulement, gamma vaut 1.4, la masse volumique du fluide vaut  $1000 \text{ kg/m}^3$  et le volume du gaz est

défini par la taille de l'accumulateur et vaut notamment 0.17L pour Olaer EHV 0.2. On trouve ainsi une valeur de  $1.2 \cdot 10^6 \text{ m.s}^2$  pour la capacité.

D'autre part le gain en débit de l'accumulateur, dont le modèle est présenté sur la partie droite de la

Figure 4.15, vaut  $\left\| \frac{Q_s}{Q_e} \right\|_{dB} = 20 \log_{10} \left( \text{abs} \left( 1 - \frac{\frac{P_e}{Q_e}}{R + jL\omega + \frac{1}{jC\omega}} \right) \right)$ . Le gain en pression vaut 1.

On calcule la pulsation de résonance qui vaut  $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$  pour laquelle la partie du dénominateur du gain s'annule. On en déduit  $L = \frac{1}{\omega_0^2 C}$  que l'on peut déduire à partir de la fréquence de résonance donnée par l'outil Olaer Accu 2.1.0. L'inductance de l'accumulateur est alors d'environ  $73 \text{ m}^{-1}$  si la fréquence de résonance de l'accumulateur est de 17Hz.

Il reste à calculer la résistance de l'accumulateur. D'après le document qui traite la modélisation fréquentielle sous Matlab du banc Cavhyte [MARIE-MAGDELEINE 2010], il existe trois domaines pour la résistance d'entrée accumulateur : pour les valeurs de R trop petites, l'accumulateur se comportera comme un filtre passe-bande et aura une fréquence de résonance forte. Pour des valeurs de R trop élevées l'accumulateur n'a pas d'effet sur le débit, car le fluide ne rentre pas à l'intérieur. Dans le domaine où R est proche de  $\frac{P_e}{Q_e}$ , l'accumulateur est bien un filtre coupe-bande. En adoptant pour R la valeur  $100000 \text{ m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  on obtient alors sur la Figure 4.16 une courbe du gain très proche de la courbe d'atténuation fournie par le constructeur sur la Figure 4.14.

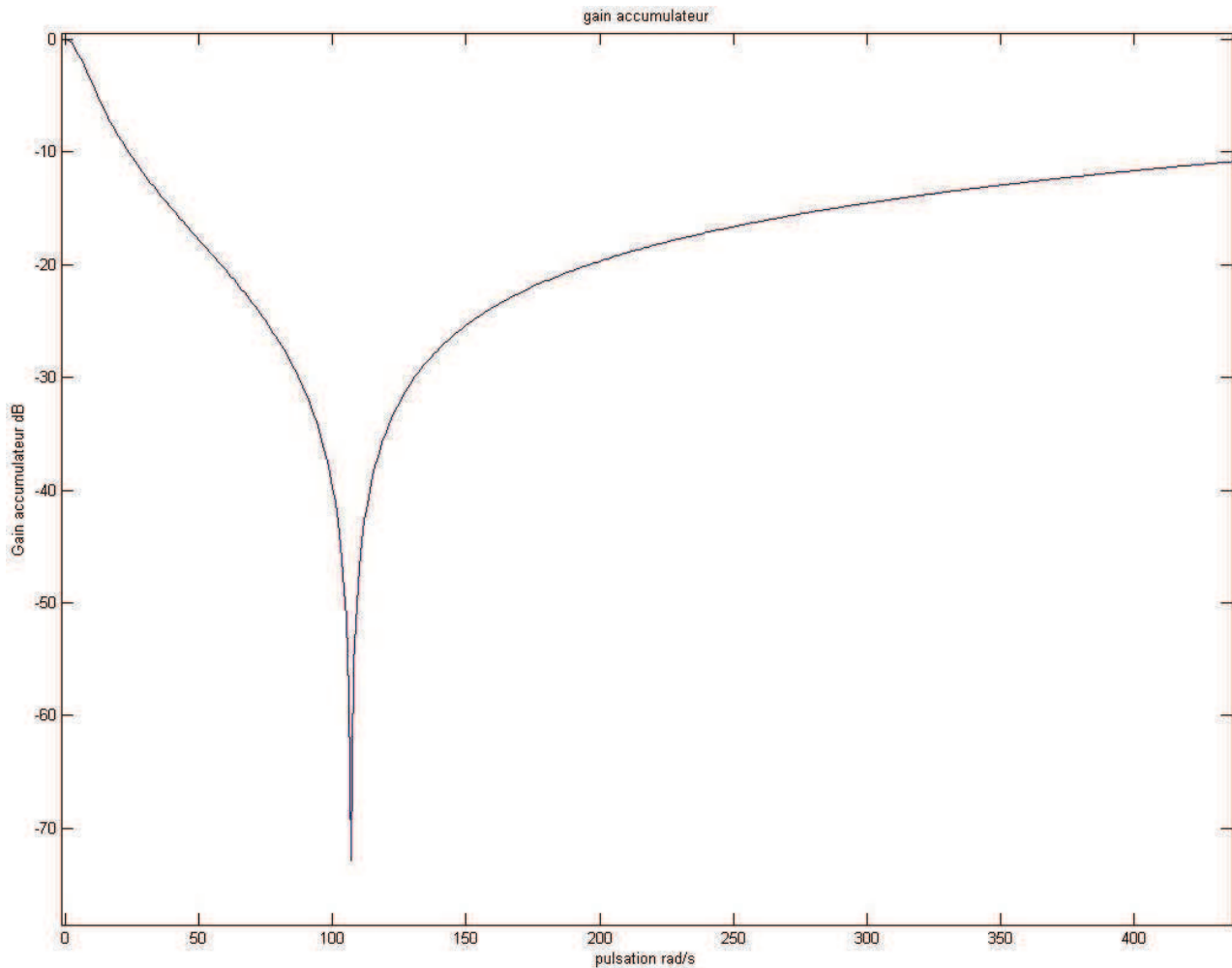


Figure 4.16 : Gain de l'accumulateur recalculé par Matlab en utilisant le modèle Surge Shaft

### Analyse des résultats

Après avoir analysé plusieurs accumulateurs de la gamme proposée par Olaer de manière détaillée, on remarque que plus le volume de gaz est petit, plus la fréquence atténuée est grande. Cependant le plus petit des accumulateurs, à savoir Olaer EHV 0.2, a une fréquence de coupure de l'ordre de 17 à 20Hz selon les conditions d'utilisation, alors que les modèles suivants ont tous des fréquences caractéristiques inférieures à 12Hz. Par conséquent c'est le modèle **Olaer EHV 0.2** qui est le seul susceptible de travailler avec les fréquences d'excitation (5-50Hz) générées par le modulateur du banc d'essai. C'est pourquoi c'est ce modèle qui a été modélisé dans le logiciel. De plus, pour la fréquence d'excitation supérieure à 25Hz, il n'existe pas d'accumulateur suffisamment petit pour être capable d'atténuer complètement les fréquences de cette gamme.

#### 4.2.2.4. Vannes anti-cavitantes

La vanne anti-cavitante peut régler le point du fonctionnement de la pompe. Sa fonction de transfert est la suivante :

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1 & -R \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.19}$$



## Réalisation du banc Cavhyte

La valeur de  $R$  peut être estimée d'après les pertes de charge de l'organe de l'ordre de grandeur de  $100000\text{m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

La vanne est composée de deux cylindres coaxiaux, coulissants dont l'un est fixe et l'autre est mobile en translation suivant l'axe de la vanne. La vanne est composée de 5 étages dits de dissipation. La succession de ces étages distribue les pertes de charge de la vanne à travers chaque étage afin de limiter les risques de cavitation. Un schéma du dispositif est présenté sur la Figure 4.17

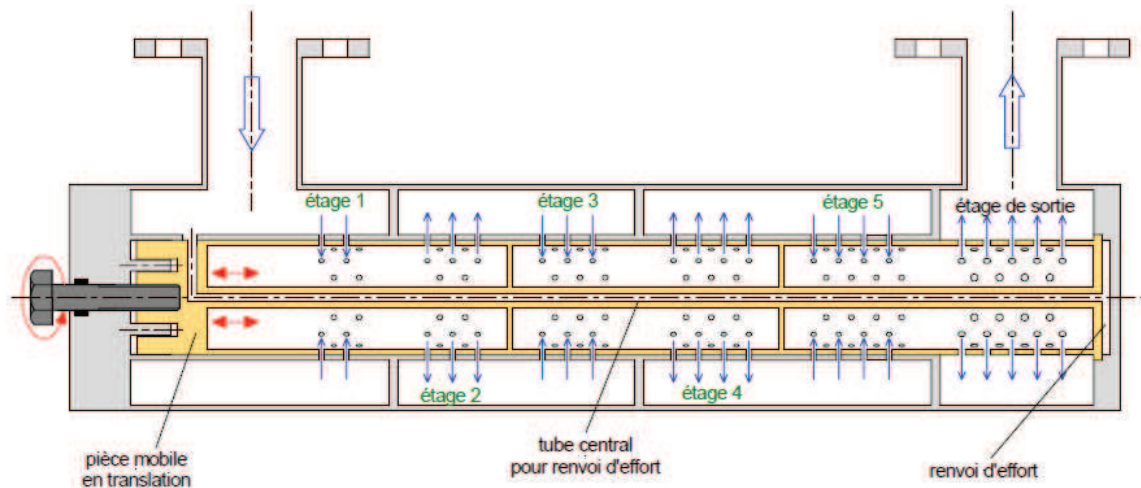


Figure 4.17 : Vanne anti-cavitante. Principe

Une ou deux vannes anti-cavitantes VAC introduites dans le circuit pourraient jouer le rôle de terminaisons anéchoïques liquides (TAL) et ainsi diminuer les réflexions d'ondes générées par le modulateur. Sur le schéma de la Figure 4.9 il y a une seule vanne. Le banc Cavhyte existant au CremHyg a déjà utilisé une vanne de ce type, dont on connaît perte de charge en fonction de sa fermeture et du régime de la pompe. Pour les essais précédents la vanne a été utilisée pour des débits et des vitesses différentes que celles prévues par notre expérience, cependant on peut extrapoler la valeur de la perte de charge sachant qu'elle est proportionnelle au carré du débit circulant à travers la vanne. Pour le régime de rotation de la pompe d'entraînement à 50Hz, la valeur mesurée de perte de charge de la vanne totalement ouverte est de 1.2bar à 3.2L/s de débit. Par conséquent, en appliquant la règle de la proportionnalité, on est sensé trouver une perte de charge de 0.73bar pour le débit nominal du banc d'essai à 2.5L/s. Cependant une caractérisation de la vanne pour une utilisation sur notre banc pour un débit fluctuant reste nécessaire, d'une part pour confirmer la valeur de perte de charge estimée par ce calcul, et d'autre part pour confirmer ou infirmer l'hypothèse de la terminaison anéchoïque liquide qui absorbe l'onde acoustique. Enfin, ces vannes a priori ne seront pas automatisées, leur ouverture et leur fermeture seront gérées par l'utilisateur.

### 4.2.2.5. Modulateur

Les fluctuations du débit dans la branche acoustique du banc seront générées par un modulateur à piston dont le schéma est présenté sur la Figure 4.19. D'après le cahier de charges de ce dispositif, le modulateur est capable de créer des oscillations de 5% d'amplitude du débit, ce qui représente pour le débit nominal de 2-2.5kg/s une fluctuation de 100g/s. Le spectre de fréquence excitée est de 5 à 50Hz. Il est à noter que l'hypothèse prise en compte lors des simulations numériques modélisant le banc consiste en la continuité de pression entre l'amont et l'aval du piston, alors que les fluctuations du débit sont représentées par le

## Réalisation du banc Cavhyte

terme  $Q_x$ . Une illustration plus claire de l'hypothèse est présentée sur la Figure 4.18. Une caractérisation expérimentale du dispositif de modulation présentée dans le chapitre 5 a pu confirmer l'hypothèse de la continuité de pression dans le modulateur. Cependant l'étude théorique présentée ici fait intervenir les hypothèses (nœud de pression au niveau du réservoir et continuité de pression au niveau du modulateur) selon lesquelles la décolinéarisation introduite dans le paragraphe 3.4 en modifiant la course du piston serait impossible : en effet elle conduirait alors à multiplier les fluctuations du débit et celles de la pression par un même facteur, les vecteurs d'entrée  $(P_{e1}, Q_{e1})$  et  $(P_{e2}, Q_{e2})$  restant colinéaires. Or une bonne décolinéarisation de ces vecteurs a bien été obtenue. Par conséquent, lors des travaux futurs l'hypothèse des réservoirs devra être testée de manière expérimentale.

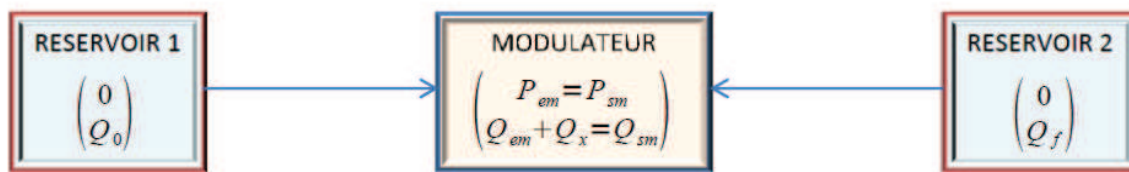


Figure 4.18 : Hypothèse de la modélisation du banc Cavhyte

Il est intéressant de noter que la modélisation d'un piston dans le cadre de l'étude d'une terminaison anéchoïque liquide proposée par [LONGATTE 1998], concorde avec l'hypothèse adoptée par Snecma expliquée sur la Figure 4.18. Le comportement du tube souple qui se déforme sous l'action des fluctuations de pression et du débit est assimilé à un piston passif.

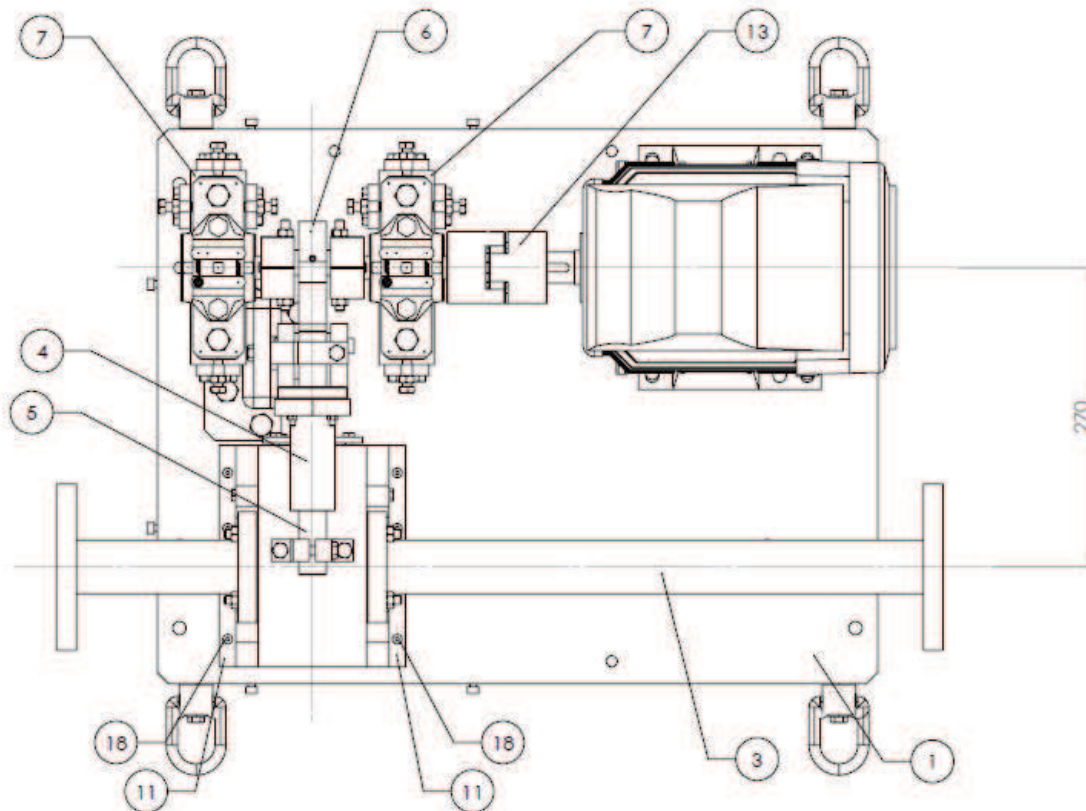


Figure 4.19 : Vue du dessus du modulateur

## Réalisation du banc Cavhyte

Le piston est mis en mouvement à l'aide d'un moteur Leroy-Somer, géré par le variateur de puissance Danfoss VLT Aqua-Drive depuis l'armoire électrique. Il faut souligner que la position du piston sur le tronçon du modulateur est importante si le tronçon suivant comporte une section de mesure à trois capteurs. En effet pour une mesure efficace, une distance à l'aval de tout obstacle supérieure à 20 diamètres de la conduite, soit 86cm, est nécessaire afin de permettre à l'écoulement de se stabiliser. Par conséquent il faut avoir un tronçon de longueur suffisante dépourvue d'obstacles à l'aval du modulateur. De plus, le poids et les vibrations générées par le modulateur nécessiteront d'une part un positionnement spécifique de cette pièce au milieu du support, et d'autre part l'adaptation du rack du support en fonction de la fréquence excitée, afin d'éviter tout risque de résonance.

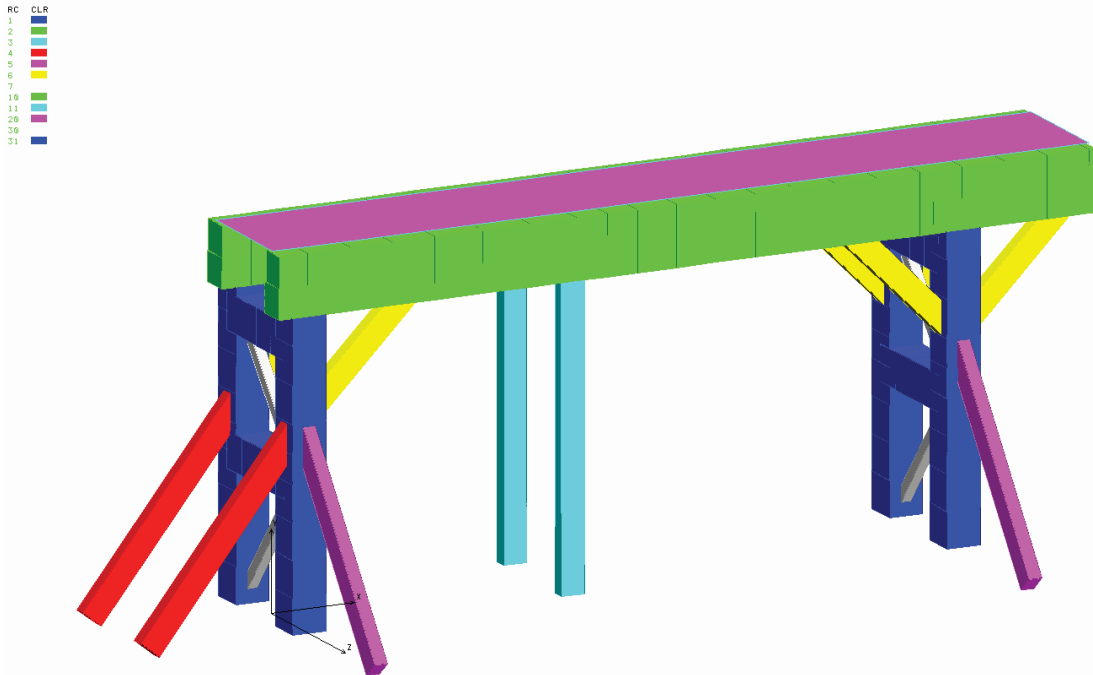


Figure 4.20 : Support du modulateur

La Figure 4.20 montre le support du modulateur avec tous les bracons mis en place. Pour les basses fréquences de 0 à 34Hz, les bracons latéraux en violet seront enlevés. De 34 à 41Hz, les bracons arrière en rouge seront à enlever. Pour les fréquences allant de 41 à 50Hz, tous les bracons : les rouges et les violets seront à enlever. Plus de précisions sur ce point sont disponibles dans le rapport de [GERRARD 2009].

Enfin, il est à noter que le modulateur n'est pas capable a priori de générer un signal du type bruit blanc, car les actionneurs sont des filtres passe-bas. Par conséquent, les essais fréquence par fréquence seraient plus facilement réalisables.

Il serait intéressant de connaître la course du piston à tout moment d'acquisition afin de relier sa position aux valeurs de la pression mesurées à l'amont et à l'aval du modulateur. En effet il est possible de réaliser une estimation de la mesure de la position en connaissant la phase de la rotation de la bielle du moteur. Une méthode est proposée dans le rapport [REBATTET 2009], et commentée par N. Lemoine.

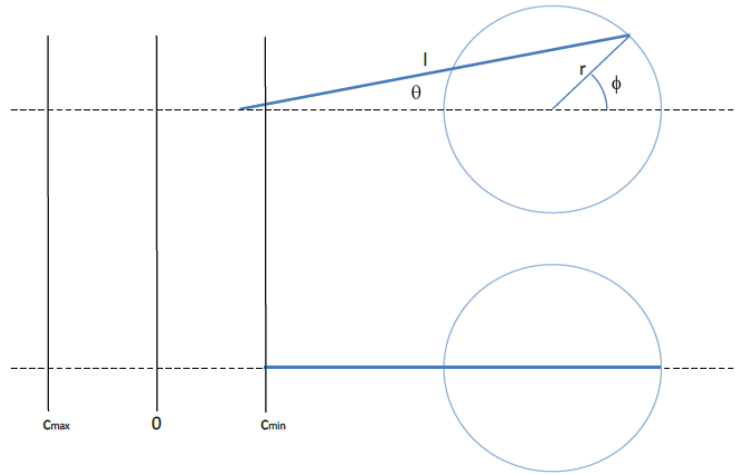


Figure 4.21 : Schéma de la bielle du modulateur

Le calcul de la course du piston donne  $c(t) = l - r \cdot \cos\varphi(t) + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\varphi(t)}$  avec les notations de la Figure 4.23. Les caractéristiques du modulateur et du moteur associé sont tirées du rapport [REBATTET 2009].

Si le moteur est suffisamment puissant pour imposer une vitesse angulaire constante  $\frac{\partial\varphi}{\partial t} = 2\pi f$  alors on peut estimer la vitesse du piston à  $\frac{\partial c}{\partial t} = 2\pi f r \cdot \sin\varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos\varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\varphi}}\right) \approx 2\pi f r \sin\varphi \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cos\varphi\right)$  car on a  $r=4.5\text{mm}$  et  $l=32.5\text{mm}$  donc  $l^2$  grand devant  $r^2$  ; l'accélération vaut  $\frac{\partial^2 c}{\partial t^2} = 4\pi^2 f^2 r (\cos\varphi - \frac{r}{l} \cos(2\varphi))$

On peut estimer le couple moteur nécessaire à la mise en mouvement du piston en appliquant à ce dernier la deuxième loi de Newton, en négligeant les frottements visqueux de l'eau et les frottements mécaniques des pièces :

$$\frac{\partial^2 c}{\partial t^2} (m_{\text{piston}} - 2r\rho_{\text{eau}}S_{\text{piston}}) + \frac{T_M}{r \cdot \sin\varphi} = (P_{\text{eau}} - P_{\text{atm}})S_{\text{piston}} + \frac{1}{2}\rho_{\text{eau}}\left(\frac{\partial c}{\partial t}\right)^2 S_{\text{piston}}$$

Avec  $\rho_{\text{eau}}=1000\text{kg/m}^3$  la masse volumique de l'eau,  $S_{\text{piston}}=0.0013\text{m}^2$  la section du piston,  $m_{\text{piston}}=0.69\text{kg}$  la masse du piston,  $T_M$  le couple moteur consigne (on fournit le couple nominal du moteur à 40Nm et le couple maximal à 48Nm),  $P_{\text{eau}}$  et  $P_{\text{atm}}$  les pressions dans l'eau et dans l'atmosphère. On nomme  $M'$  la différence entre la masse du piston et celle de l'eau, et  $P'$  la différence de pression entre l'eau dans le banc et l'atmosphère. On peut en déduire le couple  $T_M$  nécessaire pour faire tourner le moteur :

$$T_M = r \sin\varphi (P'S - M'4\pi^2 f^2 r (\cos\varphi - \frac{r}{l} \cos(2\varphi)) + \rho S \pi f r \sin\varphi \cdot (1 - \frac{r}{l} \cos\varphi))$$

La courbe pour  $f=50\text{Hz}$  obtenue avec Matlab sur la Figure 4.22, montre que le moteur est suffisamment puissant pour générer le couple demandé qui ne dépasse pas 2Nm :

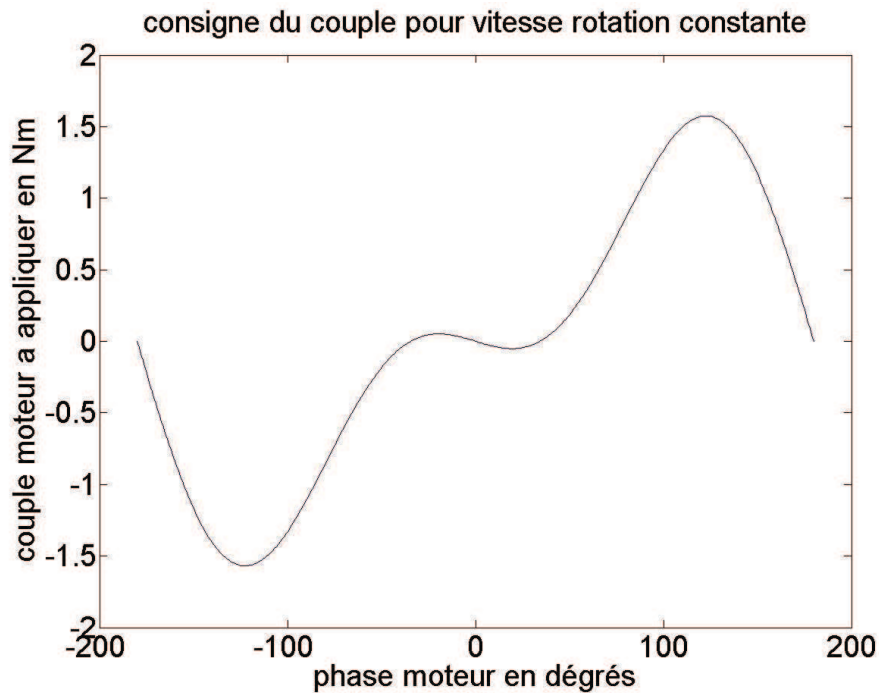


Figure 4.22 : Consigne du couple moteur

La Figure 4.22 représente la consigne la plus exigeante (course et fréquence maximales) que l'on demande au modulateur. Pour les autres configurations de fréquence et de la course du piston le couple sera moins important.

#### 4.2.2.6. Réservoirs

On dispose de deux réservoirs pour ce banc : un réservoir amont R1 de 1000L et un réservoir aval R2 de 300L, représentés sur la Figure 4.23. Afin de calculer la perte de charge à l'entrée-sortie du réservoir on applique la formule donnant la perte de charge pour un élargissement et un rétrécissement brusque :  $\Delta h = k \frac{v^2}{2g}$  avec  $k=1$ , soit une perte de charge de 0.014bar, ce qui est aussi négligeable devant le résultat attendu pour la vanne anti-cavitante. Les réservoirs disposeront d'un certain nombre de capteurs, par exemple pour mesurer l'engazage ou la température. Une caractérisation des deux réservoirs semble nécessaire, notamment pour tester l'hypothèse du nœud de pression utilisée par les simulations du circuit.

#### Modélisation RLC des réservoirs

Les deux réservoirs sont considérés comme des nœuds de pression dans la modélisation RLC du banc. Avec l'hypothèse de l'égalité de pression entre l'entrée et la sortie du modulateur, le comportement du banc est donc fixé et toutes les grandeurs sont proportionnelles, c'est-à-dire que d'après la modélisation du banc, si on multiplie par deux la modulation du débit  $Q_x$ , alors les fluctuations du débit au niveau des réservoirs sont aussi multipliées par deux.

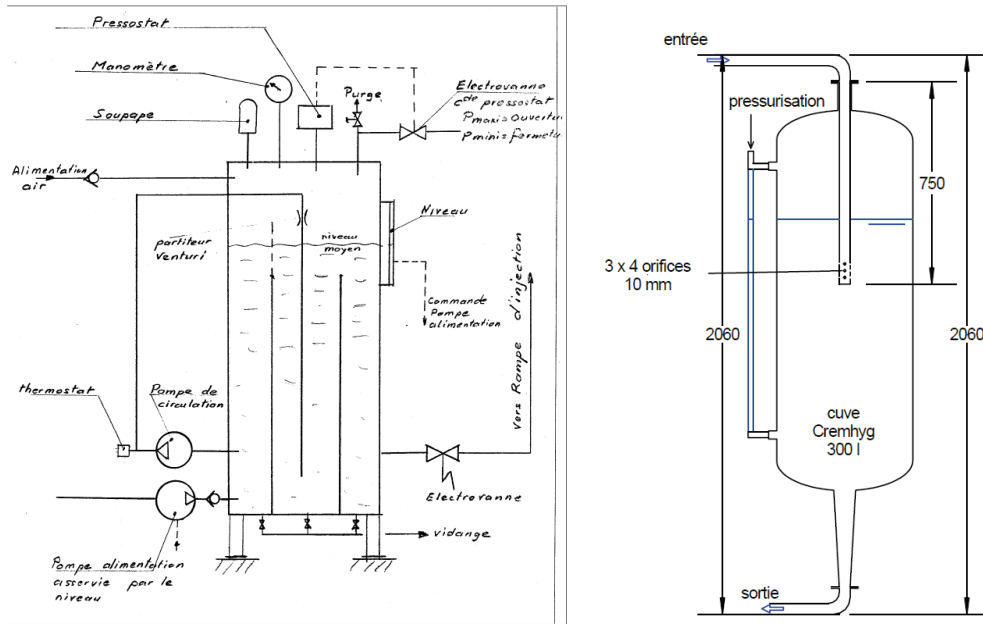


Figure 4.23 : Schémas des réservoirs R1 et R2

## 4.2.2.7. Autres composants du circuit

Les autres composants, comme le mélangeur cyclonique ou la pompe d'entraînement mise en place sur le circuit du retour d'eau dans le cas de l'étude de la veine VDR ont déjà été présentés sur le banc Cavhyte dans le cadre du projet précédent.

## 4.3. Organes à caractériser

La première phase de l'expérience à ce stade de prédimensionnement de la boucle d'essais sert à caractériser le comportement du banc en absence d'organes cavitants. Pour les phases ultérieures en revanche 3 organes différents seront testés et leur fonction de transfert sera caractérisée. On peut noter que les fonctions de transfert implémentées dans les codes de simulation RLC correspondent soit à des résultats des autres auteurs, ou bien d'autres expériences effectuées, comme pour les pompes, ou encore à des modèles « provisoires », c'est-à-dire que les valeurs exactes ne seront disponibles qu'après l'expérience, mais ces données disponibles devraient être de même ordre de grandeur et être suffisamment précises afin de prévoir le comportement hydraulique du banc d'essais dans les configurations testées.

### 4.3.1.1. Présentation de la veine à divergent radial

Une veine VDR en régime cavitant a déjà servi sur le banc Cavhyte précédent et sera utilisée dans le cadre de la thèse de caractérisation de transfert. Un schéma de l'organe est présenté sur la Figure 4.24.

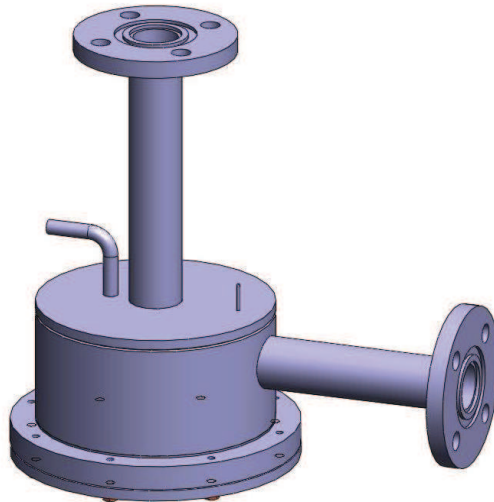


Figure 4.24 : Veine VDR

Cette veine permet de produire une cavitation dans une chambre circulaire où la cavitation se développe radialement autour de l'axe d'amenée du fluide. Selon le débit et la pression imposés sur la veine, la cavitation peut s'étendre sur la plaque (en bleu). Le diamètre de la cavitation dépend du  $\sigma$  imposé, fonction de la pression générée par la pompe à l'aval  $P_{av}$  et de la perte de charge  $\Delta P$ . En pratique, si on soumet la veine à un débit modulé, on s'attend à voir pulser l'anneau de la cavitation observée par le hublot.

## Modèle RLC de la veine radiale divergente

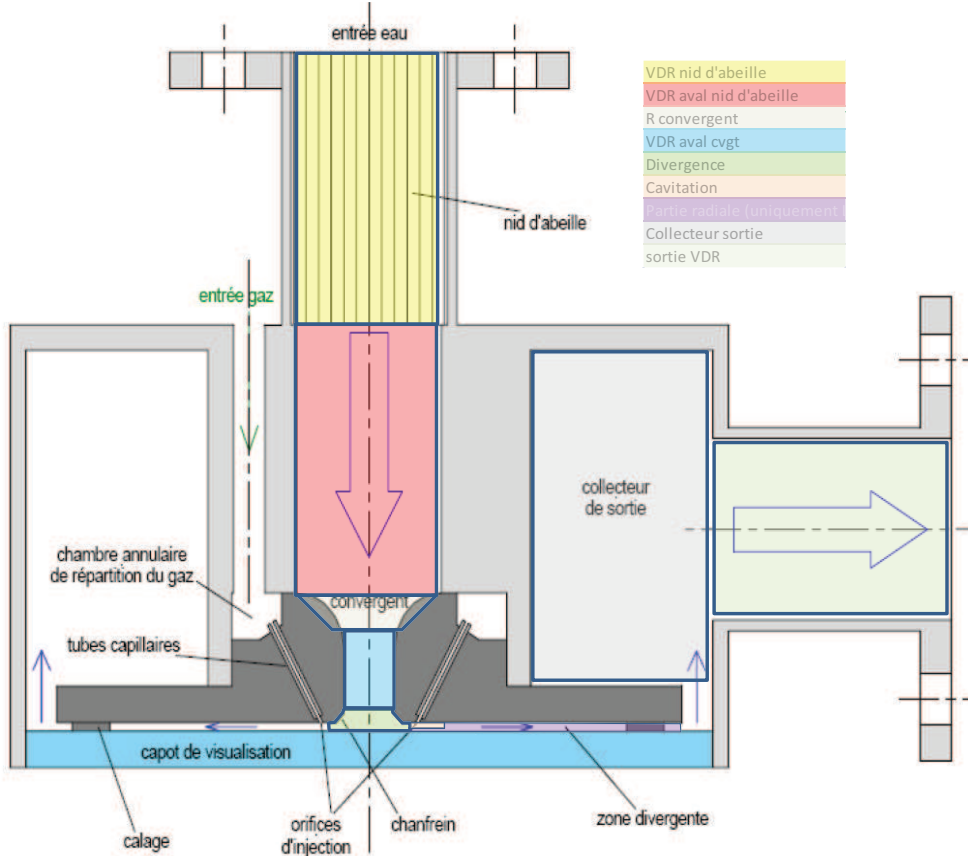


Figure 4.25 : Schéma de la veine VDR



## Réalisation du banc Cavhyte

Le rapport [TOUTIN 2011] présente en détail comment les valeurs des coefficients dans le Tableau 4.1 sont calculées. Cependant il a été décidé d'effectuer un changement important par rapport à la configuration prévue initialement. Le nid d'abeille a été enlevé de la veine VDR, car il est susceptible d'atténuer les fluctuations de débit et de pression en entrée de la VDR, les valeurs R, L, C adoptées pour la partie « nid d'abeille » sont donc celles de la partie aval du nid d'abeille. Une nouvelle partie (coude 90°) a été rajoutée qui représente la redirection de la circulation entre la zone divergente et le collecteur de sortie. Les nouvelles valeurs des coefficients sont représentées dans le tableau suivant :

Composant	R (m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )	L (m <sup>-1</sup> )	C (m.s <sup>2</sup> )
VDR nid d'abeille	27.24	50.27	4.19E-11
VDR aval nid d'abeille	27.24	50.27	4.19E-11
R convergent	21200.00	0.00	0.00E+00
VDR aval convergent	12.25	189.62	2.25E-12
Divergence	67439.54	0.00	0.00E+00
Cavitation	0.00	0.00	1.78E-08
Partie radiale	353.00	263.58	0.00E+00
coude 90 équivalents	300.00	0.00	0.00E+00
Collecteur sortie	20.00	0.00	9.55E-10
sortie VDR	28.19	44.79	5.03E-11

Tableau 4.1 : Les valeurs des différents paramètres R, L et C de la VDR

Pour toutes les parties énoncées ci-dessus nous avons utilisé les matrices de transfert de type :

$$M = \begin{pmatrix} 1 & -R - Lp \\ -Cp & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.20}$$

Pour toutes les parties sauf la cavitation et la partie radiale, le schéma de calcul proposé a été assez similaire : la résistance est obtenue d'après les formules de perte de charge soit dans une section rectiligne, soit liée à une redirection, un rétrécissement ou un élargissement d'écoulement. L'inductance est toujours égale au rapport de la longueur sur la section. Pour la partie divergente, le calcul est un peu

plus complexe et l'inductance vaut  $L = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2\pi h}$  en désignant h la hauteur de passage du liquide et  $R_{ext}$  et  $R_{int}$  les rayons intérieur et extérieur de la partie divergente. Le coefficient C désigne dans toutes les parties sauf la cavitation la compressibilité acoustique qui est le rapport entre le volume d'eau et le carré de la célérité du son. Pour la cavitation, la compressibilité est celle de la partie compressible  $\frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}}$ .

On remarque que si on rajoute tous les termes de résistance du banc et que si on les multiplie par le débit nominal, alors on doit trouver la surpression fournie par la pompe nécessaire pour faire fonctionner le banc d'essai. La plus grande partie des pertes de charge est concentrée au niveau de la vanne anti-



## Réalisation du banc Cavhyte

cavitante VAC et de la veine radiale divergente VDR ce qui représente environ 40mcE ou 4bar. L'ordre de grandeur de pression envisagé est donc de 5 bar au niveau du réservoir 1, de 3.5 bar à la sortie de la vanne anti-cavitante et par conséquent de 1 bar à la sortie de la VDR.

Aucune source bibliographique trouvée à ce jour ne permet d'évaluer la valeur de la résistance de la zone divergente de la VDR. C'est pourquoi la démarche pour retrouver la perte de charge correspondante est détaillée ci-dessous. Cette valeur devra si possible être vérifiée expérimentalement.

On prend comme hypothèse que la perte de charge dans la partie divergente satisfait la relation de Darcy-Weisbach (normalement utilisée dans les tuyaux) avec le périmètre mouillé variable en fonction de rayon  $r$ , on a donc localement :  $d\Delta H(r) = f \frac{dr}{2h} \frac{v^2(r)}{2g}$

Où on note  $H$  la hauteur piézométrique,  $f$  le coefficient de frottement estimé à 0.03 par l'abaque de Nikuradze (en prenant la valeur maximale de la vitesse dans la partie radiale soit 16m/s, et la valeur maximale de la rugosité relative 0.0063),  $h$  la hauteur de passage du fluide,  $v(r)$  la vitesse radiale et  $g$  la pesanteur. On obtient la perte de charge totale en intégrant la relation précédente entre  $R_{\min}$  et  $R_{\max}$ .

On a donc :  $\Delta H = \frac{f Q_0^2}{16 h^3 g \pi^2} \left( \frac{1}{R_{\min}} - \frac{1}{R_{\max}} \right)$  en notant  $R_{\min}$  et  $R_{\max}$  les valeurs minimale et maximale du rayon pour l'écoulement radial. En procédant de cette manière on trouve une valeur de  $353 \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$  de résistance pour la partie divergente et environ  $5 \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$  de résistance pour la partie cavitante, que l'on peut négliger. Pour calculer la perte de charge liée à la redirection de l'écoulement on prend l'abaque correspondant pour trouver  $300 \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ .

L'utilisation de l'équation de Darcy-Weisbach est discutable dans ce cas étant donné que le débit n'est pas stationnaire, cependant les résultats présentés dans les annexes de la thèse de [LONGATTE 1998] et sur la Figure 4.26 montrent que cette méthode donne des résultats dont l'ordre de grandeur n'est pas différent des méthodes plus complexes et plus précises ([ZIELKE 1968], [JELEV 1989]).

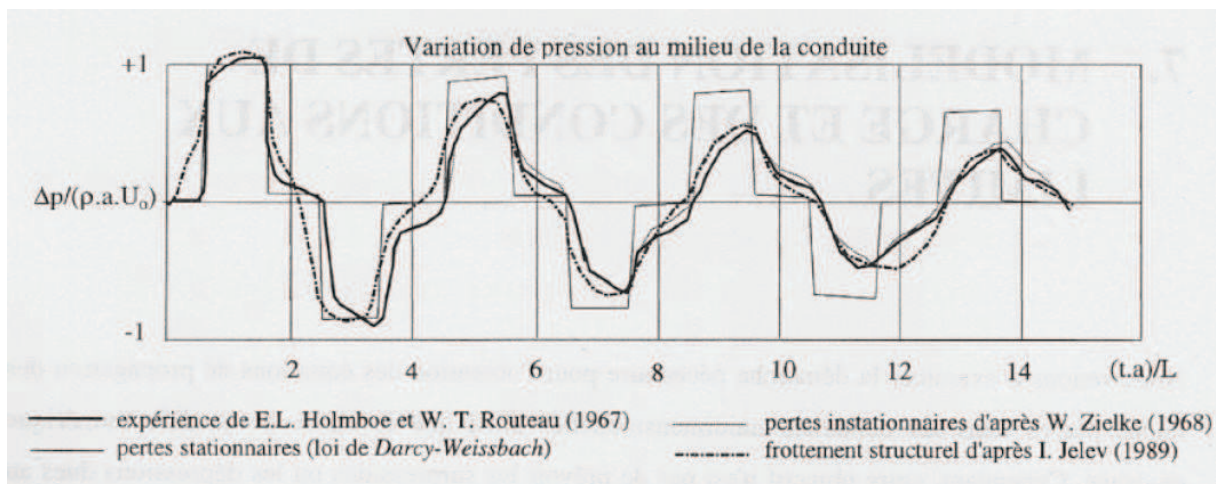


Figure 4.26 : Pertes de charge pour un débit instationnaire [LONGATTE 1998]

On peut aussi estimer la valeur de la compressibilité du fluide dans la partie divergente  $C = \frac{V}{a^2}$  (4.39) avec  $V$  le volume du fluide contenu dans la partie divergente et  $a$  la célérité du son. On trouve  $C = 6 \cdot 10^{-11} \text{m} \cdot \text{s}^2$ , que l'on peut aussi négliger.

## 4.3.1.2. Pompe Centrifuge Siebec

Pour un premier test sur un composant actif, une pompe industrielle Siebec a été choisie. Elle est dotée d'un carter en plastique et une pièce en plexiglas positionnée en entrée de la roue, permettant d'avoir une idée qualitative de la cavitation s'y développant. La Figure 4.27 montre une vue en coupe de la pompe. Ces caractéristiques techniques sont : 1.1kWh pour la puissance du moteur, 14m<sup>3</sup>/h pour le débit maximal, 19mCE pour la surpression maximale. Cependant, la mise en place d'une nouvelle volute en matériau plus souple peut faire varier légèrement ces caractéristiques. La Figure 4.28 présente les courbes de performance données par le constructeur pour les différentes pompes de la gamme.

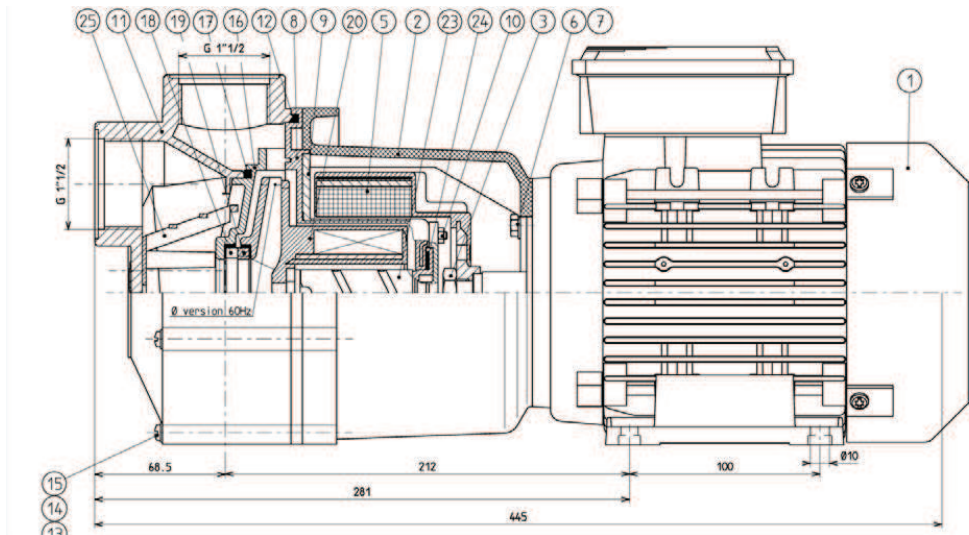


Figure 4.27 : Pompe Siebec

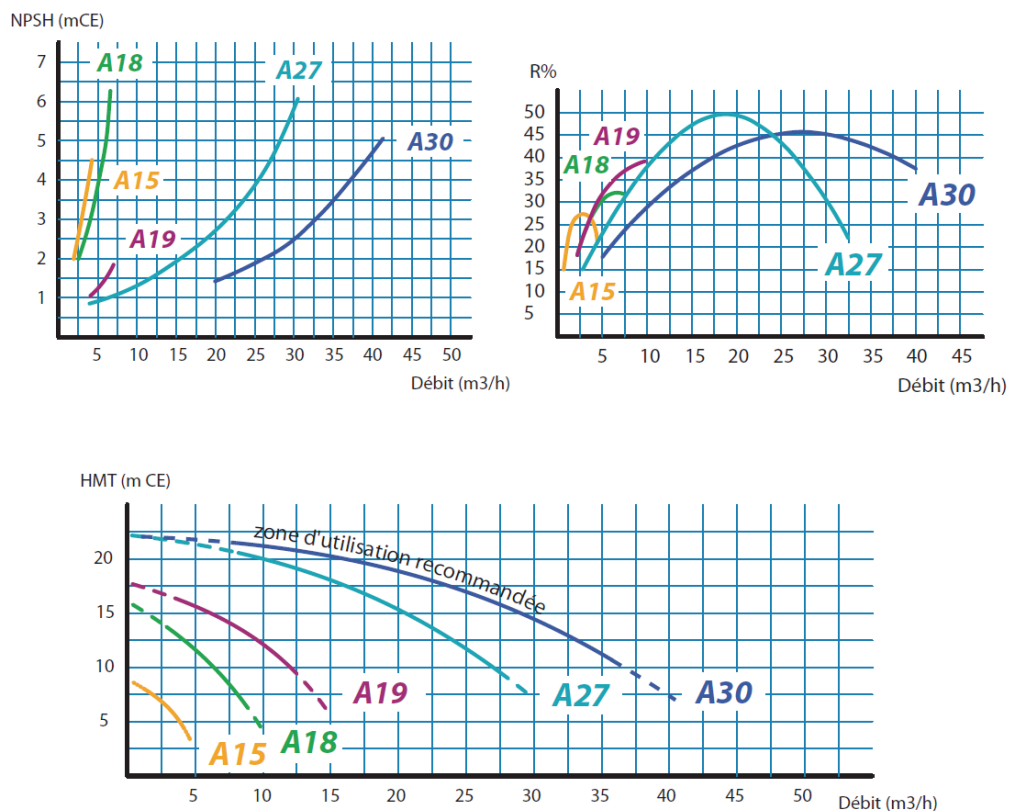


Figure 4.28 : Courbes de performances données par le constructeur. Source : Siebec

## Réalisation du banc Cavhyte

Sur la Figure 4.28 la courbe intéressante est celle de la pompe A19 qui a été montée sur le banc Cavhyte.

Le modèle RLC de la pompe Siebec est celui proposé par [BRENNEN 1994] pour un rouet centrifuge et décrit dans le chapitre 1 :

$$\begin{pmatrix} P_s \\ Q_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_e \\ Q_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.21}$$

Les termes  $Z_m$  et  $Z_M$  sont proches de 1, alors que les termes  $Z_C$  et  $Z_L$  s'écrivent respectivement  $-(R+Lp)$  et  $-Cp$ . Les termes d'ordre 1 pour chaque coefficient de la matrice sont donnés par :

$$A_{1m}\Omega \approx \frac{K\zeta\epsilon}{4} \left( \cot \beta_{b1} + \frac{\varphi_1}{\sin^2(\beta_{b1})} \right) \quad \text{Équation 4.22}$$

$$A_{1L}R_{T1} \approx -\frac{\zeta}{4\pi \sin^2(\beta_{b1})} \quad \text{Équation 4.23}$$

$$A_{1C} \frac{\Omega^2}{R_{T1}} \approx -\pi K\zeta\epsilon/4 \quad \text{Équation 4.24}$$

$$A_{1M}\Omega \approx -\frac{\zeta\epsilon}{4} \left( \frac{M}{\varphi_1} - \frac{K\varphi_1}{\sin^2(\beta_{b1})} \right) \quad \text{Équation 4.25}$$

Dans ces équations le coefficient  $\beta$  désigne l'angle d'attaque de la pompe,  $\epsilon$  dépend de la pression d'entrée,  $\phi$  du débit et  $\zeta$  des caractéristiques géométriques de la pompe.  $K$  et  $M$  sont les coefficients de raideur et du gain en débit (valant 0.8 et 1.3 dans le cas présenté par Brennen).

### 4.3.1.3. Inducteur spatial HM7

Bien que cette géométrie n'ait pas été testée sur le banc d'essais au cours de la thèse, son modèle a été implémenté dans le code de simulation RLC pour effectuer les analyses de modes hydrauliques du banc. Nous avons proposé deux modélisations de la pompe HM7 : le modèle utilisé généralement par Snecma et le modèle plus complet, issu des travaux de [PILIPENKO 1989] mais simplifié par rapport à celui proposé par l'auteur.

#### Modèle de Snecma

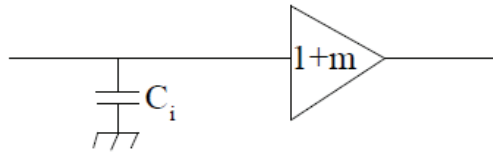


Figure 4.29 : Schéma RLC du modèle de Snecma

La fonction de transfert utilisée s'écrit comme :

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1+m & 0 \\ -Cp & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.26}$$

Les valeurs de  $m$  et de  $C$  obtenues lors des tests en oxygène liquide seront conservés pour les tests en eau. On note NPSPO la Net Positive Suction Pressure en bar, et  $f$  la fréquence en Hz.

## Réalisation du banc Cavhyte

$$C = \frac{2.66 * 10^{-7}}{NPSP0^2} e^{j\Phi_c} \quad \text{Équation 4.27}$$

$$m = (5.02 - 1.83NPSP0) e^{j\Phi_m} \quad \text{Équation 4.28}$$

Avec les phases :

$$\Phi_c = -10^{-0.03+0.00645f-3.8*10^{-4}f^2} * NPSP0^{-3.29} \frac{\pi}{180} \quad \text{Équation 4.29}$$

$$\begin{aligned} \Phi_m = & (-257 + 344 \log_{10}(NPSP0) + 1820 (\log_{10}(NPSP0))^2 \\ & * (2.46 * 10^{-2}f - 1.28 * 10^{-3}f^2 + 4.21 * 10^{-5}f^3 - 3.66 * 10^{-7}f^4) \\ & * \frac{\pi}{180} + \pi \end{aligned} \quad \text{Équation 4.30}$$

Le problème de ce modèle est le filtre dérivateur sur le terme de la compressibilité, qui risque d'amplifier les hautes fréquences. C'est pourquoi il a aussi été implémenté le modèle de Pilipenko pour éviter ce phénomène.

### Modèle de Pilipenko

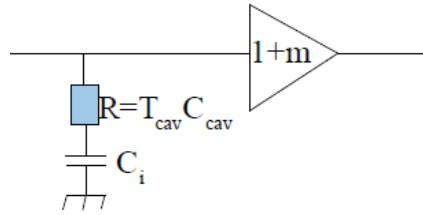


Figure 4.30 : Schéma RLC du modèle de Pilipenko

On implémente dans le code la fonction de transfert suivante :

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1 + m_0 & 0 \\ \frac{-Cp}{1 + RCp} & 1 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 4.31}$$

Le terme de la compressibilité devient un filtre de premier ordre qui ne diverge plus à des hautes fréquences. En effet le terme R est la résistance de la cavitation  $R = \frac{T_{cav}}{C}$ , avec T<sub>cav</sub> le temps de parcours de la zone cavitante. En notant la vitesse nominale  $u_0 = \frac{q_0}{\rho_{fluide} S_{conduite}}$  on a alors la formule suivante :

$$T_{cav} = \frac{1}{u_0} \left( \frac{3}{4\pi} \frac{C\gamma P_{totale}}{\rho_{fluide}} \right)^{1/3} \quad \text{Équation 4.32}$$

## 4.4.Simulation RLC du banc d'essais

### 4.4.1. Outil d'étude d'influences

Le premier code réalisé permet une étude d'influences du comportement du banc par rapport à un certain nombre de variables, comme le matériau de la conduite (deux possibilités seulement) ou bien aussi la variation de la capacité d'accumulateur, de la longueur du tronçon, de la résistance de la vanne anti-cavitante ou du NPSP0 d'inducteur.

## Réalisation du banc Cavhyte

Pour illustrer le fonctionnement du premier outil de simulation RLC nous avons choisi de montrer l'étude d'influence du paramètre de la capacité d'accumulateur sur la réponse du banc. Pour cette étude nous faisons varier (en ordonnée) la capacité de deux accumulateurs, à l'amont et à l'aval afin de regarder les éventuels modes hydrauliques (en rouge) sur la fréquence (en abscisse). La configuration du banc réalisée dans le cadre de cette étude est celle du modulateur à l'amont de l'inducteur HM7 modélisé à l'aide d'un modèle de type Snecma, une conduite en PVC avec le modèle décrit par [MARGUENDA 1996] qui prend en compte les pertes de charge, équipé de deux accumulateurs.

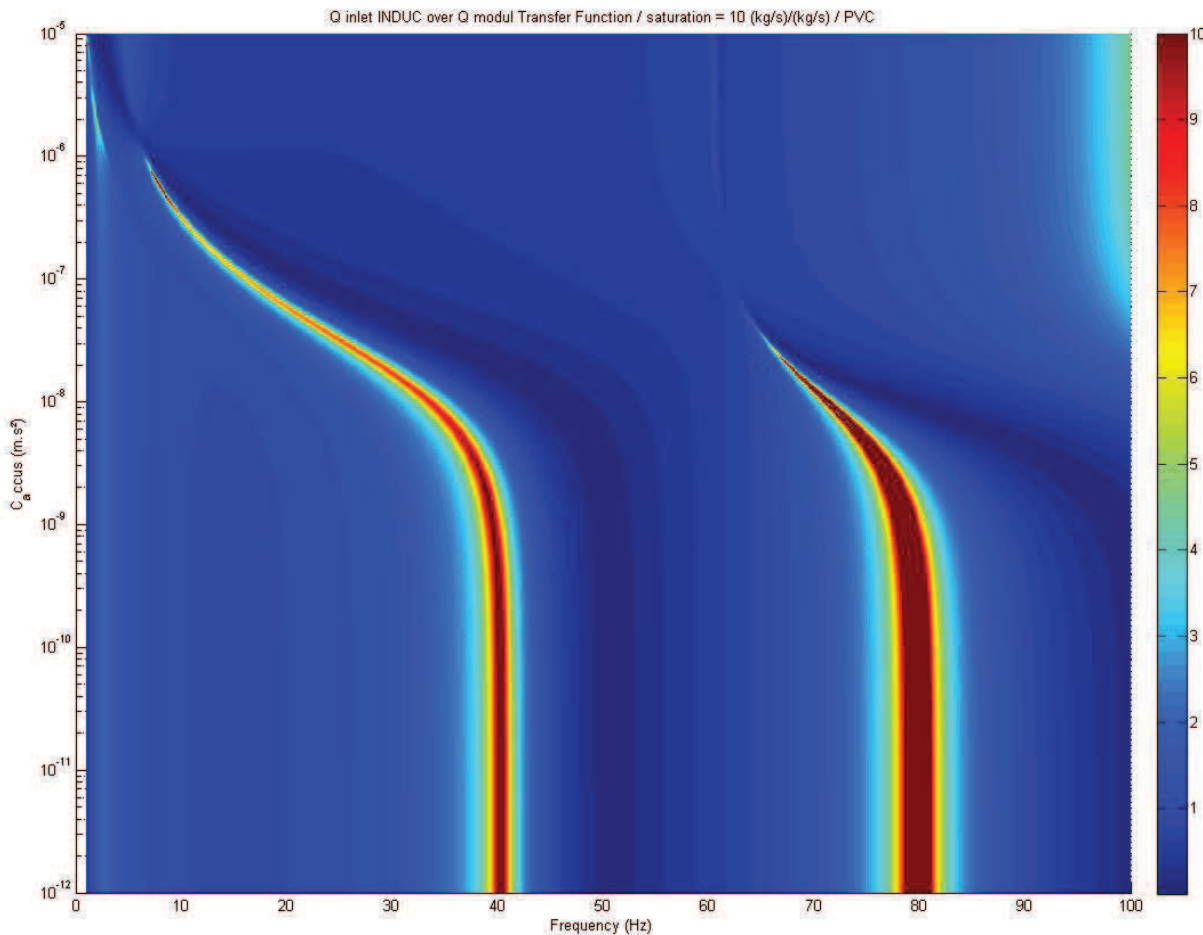


Figure 4.31 : Réponse du banc en fonction de la capacité d'accumulateur. Abscisses : fréquence de modulateur, ordonnées : capacité de l'accumulateur, Côtes : amplification du débit d'entrée inducteur par rapport au débit modulé. Cas conduite PVC

Sur le graphe suivant on voit une atténuation des fluctuations pour les valeurs de capacité élevées.

L'influence de la capacité de l'accumulateur est notable pour un domaine de  $C$  compris entre  $10^{-7}$  et  $10^{-8}$   $\text{m.s}^2$ , mais en dehors de ce domaine les variations de  $C_{\text{accu}}$  ont peu d'influence sur le comportement du banc.

Au final on peut affirmer qu'à partir d'un certain seuil, la diminution de la capacité n'influe plus sur le comportement du banc. Par conséquent, on peut fixer une valeur de  $C$  correspondant à un volume de gaz dans l'accumulateur tout en affirmant que les imprécisions de cette valeur n'influeront pas sur la performance globale du banc.

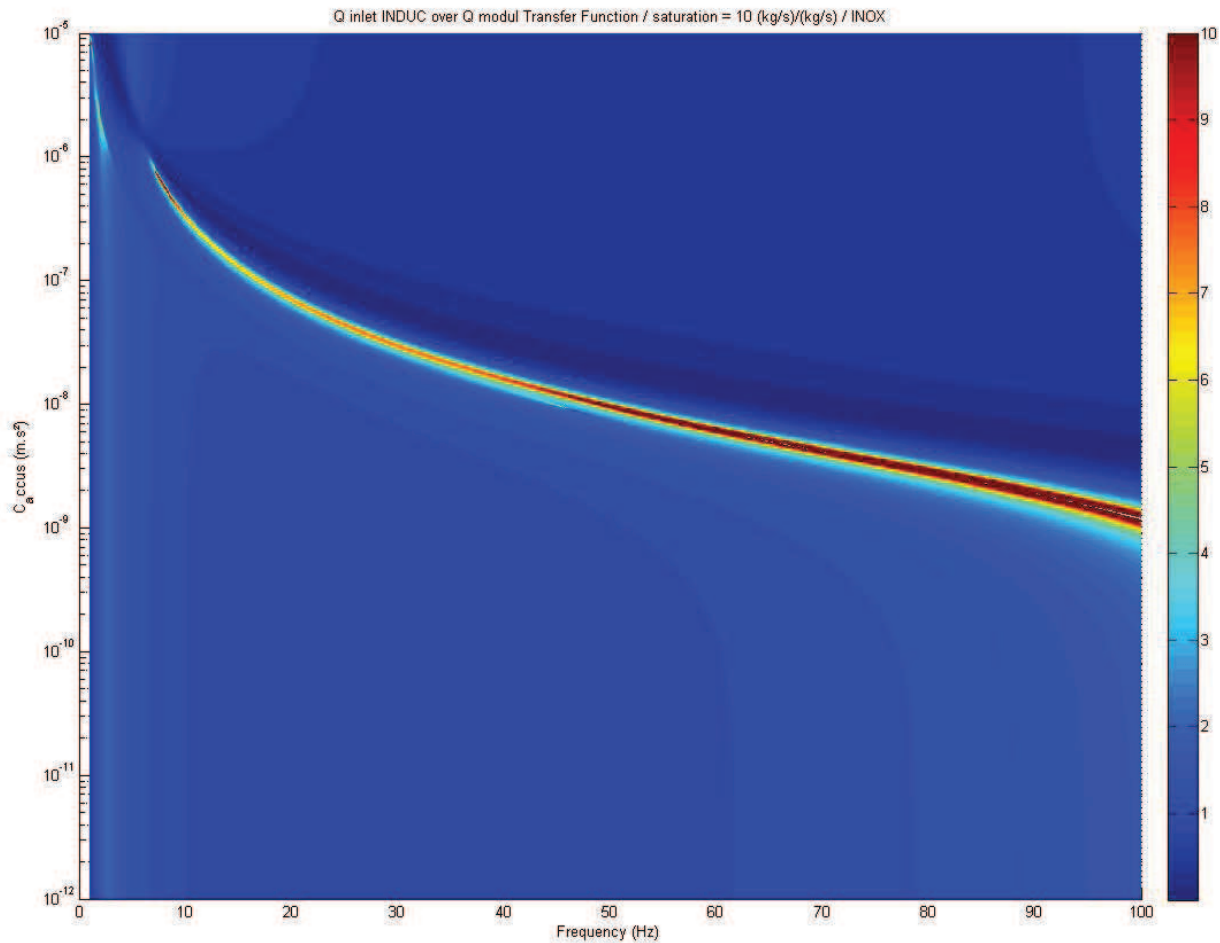


Figure 4.32 : Réponse du banc en fonction de la capacité d'accumulateur, conduite en acier

La Figure 4.31 et la Figure 4.32 montrent le rapport entre la fluctuation du débit au niveau de l'entrée inducteur et celle au niveau du piston du modulateur. Pour les deux cas étudiés on note la présence d'un petit domaine critique (marqué en rouge), où une résonance peut se produire. Mais en travaillant à des valeurs de  $C$  suffisamment faibles dans le cas de l'inox, on doit pouvoir écarter ce problème. Pour l'accumulateur choisi (Olaer EHV 0.2) la valeur de la capacité est de l'ordre de  $10^{-6}$  ce qui correspond au seuil où les fluctuations disparaissent. Cependant entre les deux matériaux, le PVC et l'acier inoxydable, on remarque que le choix du second permettrait d'éviter un risque de mode hydraulique à 40Hz, si nous choisissons de travailler sans accumulateur.

#### 4.4.2. Outil de choix d'accumulateurs

Le deuxième outil Matlab utilisé au cours de la thèse pour dimensionner le banc d'essais marche sur le même principe que l'outil précédent, mais permet de visualiser les valeurs des fluctuations du débit et de la pression fréquentielle en n'importe quel point du banc d'essais. En effet cet outil a été utilisé pour valider le choix d'accumulateurs. L'organe cavitant implémenté dans la configuration a été la VDR et plusieurs configurations ont été testées pour savoir si l'achat d'un ou de deux accumulateurs est nécessaire pour éviter toute résonance hydraulique. La simulation du comportement du banc a été réalisée pour huit configurations différentes du banc d'essai : 4 configurations avec le modulateur en amont de la veine VDR cavitante et 4 avec le modulateur en aval de celle-ci. Pour chacune de ces configurations du modulateur les quatre configurations correspondantes représentent un banc d'essai



## Réalisation du banc Cavhyte

---

sans accumulateur, avec un accumulateur en amont de la section modulateur+VDR, avec un accumulateur en aval de cette section, et avec deux accumulateurs.

Le fonctionnement du code Matlab qui permet de modéliser le banc d'essais Cavhyte est décrit dans le rapport (Pintiau, 2011). Le programme permet de visualiser l'amplitude et la fréquence des oscillations de pression et du débit dans n'importe quel point du banc d'essai. Le système de positionnement affiché par la courbe résultat admet le modulateur comme origine des coordonnées (point 0).

Par ailleurs, les coordonnées correspondent à :

### *Configuration Modulateur à l'amont*

-200 – Vanne anti-cavitante

-90 – Accumulateur 1 éventuel

0 – modulateur

60 – VDR

170 – Accumulateur 2 éventuel

### *Configuration modulateur à l'aval*

-250 – VAC

-130 – Accumulateur 1 éventuel

-70 – VDR

0 – Modulateur

120 – Accumulateur 2 éventuel

Les graphiques affichées par le logiciel comprennent le module de  $P/Q_x$  et celui de  $Q/Q_x$ , la phase de  $P/Q_x$ , les amplitudes des fluctuations pour toutes les fréquences multiples de 5Hz allant de 5 à 50Hz au niveau des 3 sections à trois capteurs, ainsi que la phase à 50Hz pour celles-ci. La dernière courbe affiche l'impédance totale du banc en fonction de la fréquence.

**Le graphe  $P/Q_x$**  donne une idée des fluctuations de pression qui peuvent être générées sur le banc d'essai et ceci en n'importe quel point de la boucle d'essai. En terme d'ordres de grandeur, on s'attend d'avoir des fluctuations du débit modulé inférieures à 100g/s, et les oscillations de pression entre 0.01 et 0.5 bar, c'est pourquoi sur ce graphe les valeurs inférieures à  $1 \cdot 10^4$  -  $5 \cdot 10^5$  Pa/(kg/s) sont attendues, dans le cas contraire - pour des valeurs de l'ordre de  $10^7$  Pa/(kg/s) l'intégrité du banc serait en danger, car certains composants hydrauliques (tuyaux et réservoirs) n'ont pas été conçus pour de telles surpressions.

**Le graphe de  $Q/Q_x$**  représente le rapport du débit fluctuant par rapport au débit modulé dans la boucle. En termes d'ordres de grandeur on cherche à éviter une amplification du débit (les valeurs supérieures à 10 sont à éviter), mais aussi une atténuation supérieure à 90% équivalente à un rapport de 0.1, notamment aux bornes de l'organe cavitant.

Le troisième graphe représente la **phase de  $P/Q_x$** . L'intérêt de cette information est décrit dans le rapport [PINTIAU 2011]. On cherche à éviter des discontinuités de la phase au niveau des sections de mesure à trois capteurs afin de permettre une reconstitution du débit fluctuant.

Les graphes de la Figure 4.35 représentent les amplitudes fréquentielles des fluctuations de pression pour des fréquences multiples de 5Hz. On visualise aussi sur ces courbes les positions des capteurs de pression afin de vérifier que les capteurs ne se trouvent pas sur un nœud de pression dans le cas où l'onde de pression serait **une onde stationnaire**, ce qui rendrait difficile le post-traitement des résultats de mesure. Une onde stationnaire est un cas particulier d'une somme de deux ondes progressives de sens de propagation opposé et de même amplitude. La probabilité de la génération d'une onde stationnaire est quasi-nulle en réalité : il faudrait que l'hypothèse des nœuds de pression dans les réservoirs soit vérifiée et que les fréquences générées par le modulateur correspondent exactement aux fréquences harmoniques du système et que le coefficient de réflexion au niveau du réservoir, qui est notre nœud de pression, soit égal à 1.

La projection de la phase sur les sections à trois capteurs est représentée sur le graphe de la Figure 4.35. L'intérêt de cette courbe est comme pour le graphe de la phase de vérifier la continuité de la phase au niveau des sections de mesure.

La courbe sur la Figure 4.34 représente l'inverse de l'impédance de la globalité du banc. Le zéro de l'impédance du système correspond à un mode propre. L'excitation du débit à cette fréquence serait dangereuse pour le banc d'essai. Un mode propre est aussi visible sur les graphes d'amplitude de  $P/Q_x$  et  $Q/Q_x$ .

Afin d'illustrer le comportement du banc d'après le logiciel nous allons montrer les résultats des deux configurations testées parmi les 8 : avec modulateur à l'amont de la VDR, sans accumulateurs, ou avec deux accumulateurs.



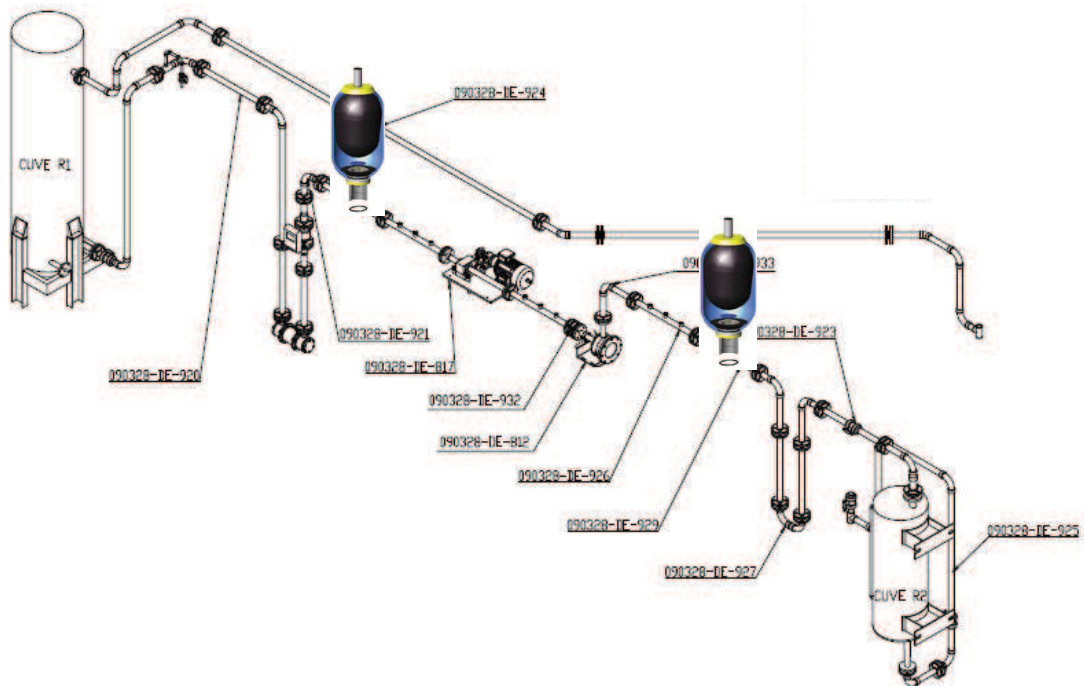


Figure 4.33 : Schéma du banc Cavhyte, configuration VDR modulateur amont

La Figure 4.33 montre le banc Cavhyte avec le modulateur à l'amont de l'organe VDR, les positions éventuelles de l'accumulateur sont marquées par le symbole représentant un accumulateur. Il est à noter que le tronçon 920 peut ne pas être aux normes de la longueur (80cm) à cause de l'ajustement de la longueur du banc d'essai aux contraintes extérieures, à savoir la position des cuves. Ceci limite les positions possibles des accumulateurs sur le banc d'essai. Par ailleurs, d'un point de vue de la qualité de mesure à trois capteurs, il est préférable de ne pas avoir d'accumulateur sur le tronçon 924, afin de permettre à l'écoulement de s'établir à l'aval d'un obstacle. Il faut remarquer le circuit de retour non-présenté sur la Figure 4.33, mais qui existait déjà avant la phase de la conception, et rajoutait quelques contraintes supplémentaires sur le cahier des charges.

### 4.4.2.1. Configuration sans accumulateurs

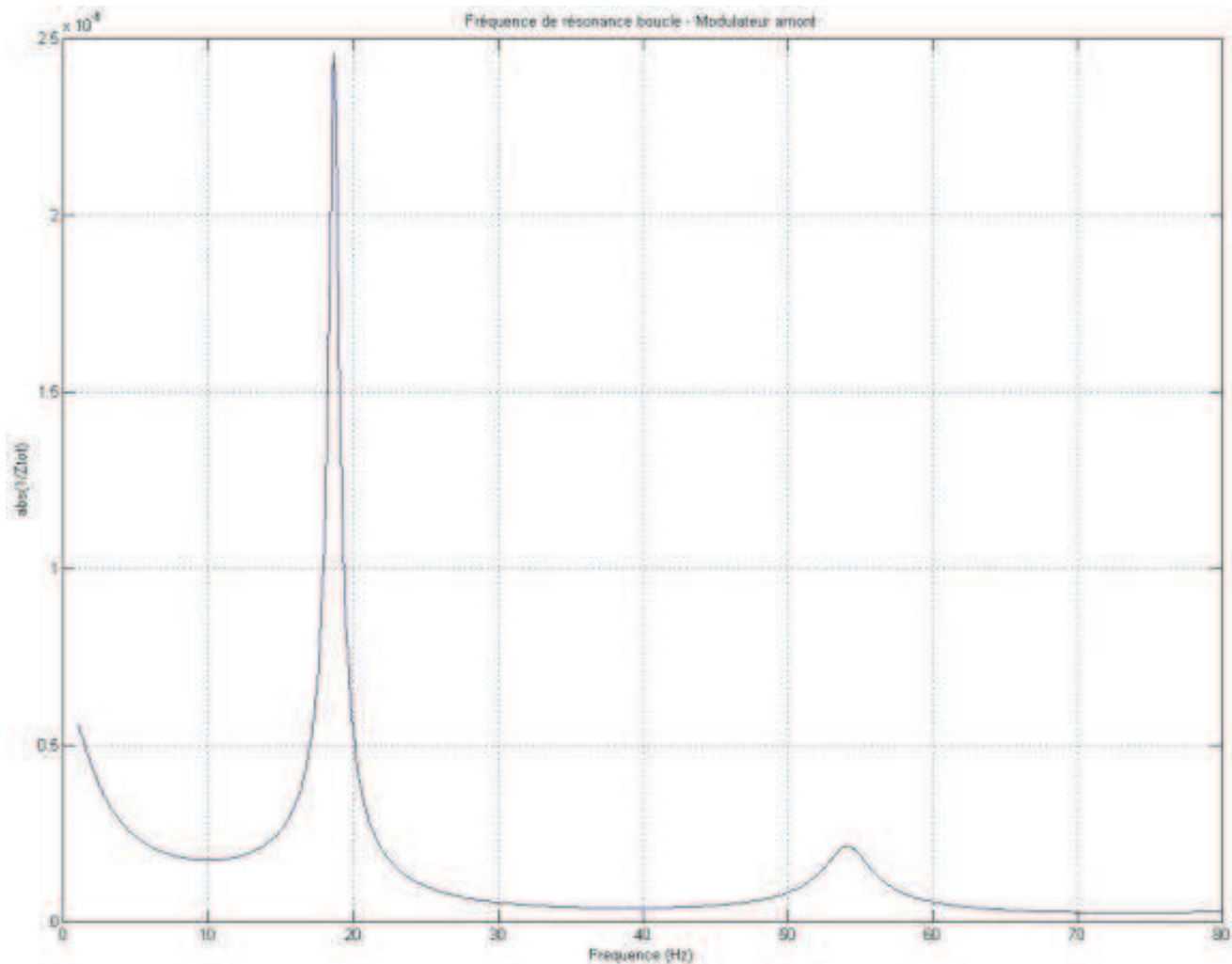


Figure 4.34 : Modes système

La Figure 4.34 et la Figure 4.35 montrent les modes du système et le déphasage de la pression par rapport au débit modulé à la fréquence de 50Hz. Le déphasage ne présente pas de discontinuité qui générerait l'identification du débit. On rappelle que la coordonnée -200 correspond à la position de la vanne anti-cavitante.

Concernant les modes système, on peut observer un pic très net à 19Hz, qui correspond à une fréquence de résonance du banc hydraulique. Etant donné qu'il s'agit d'une fréquence dans le domaine de fonctionnement du modulateur, l'intégrité du banc pourrait être mise en danger pour l'excitation à cette fréquence.

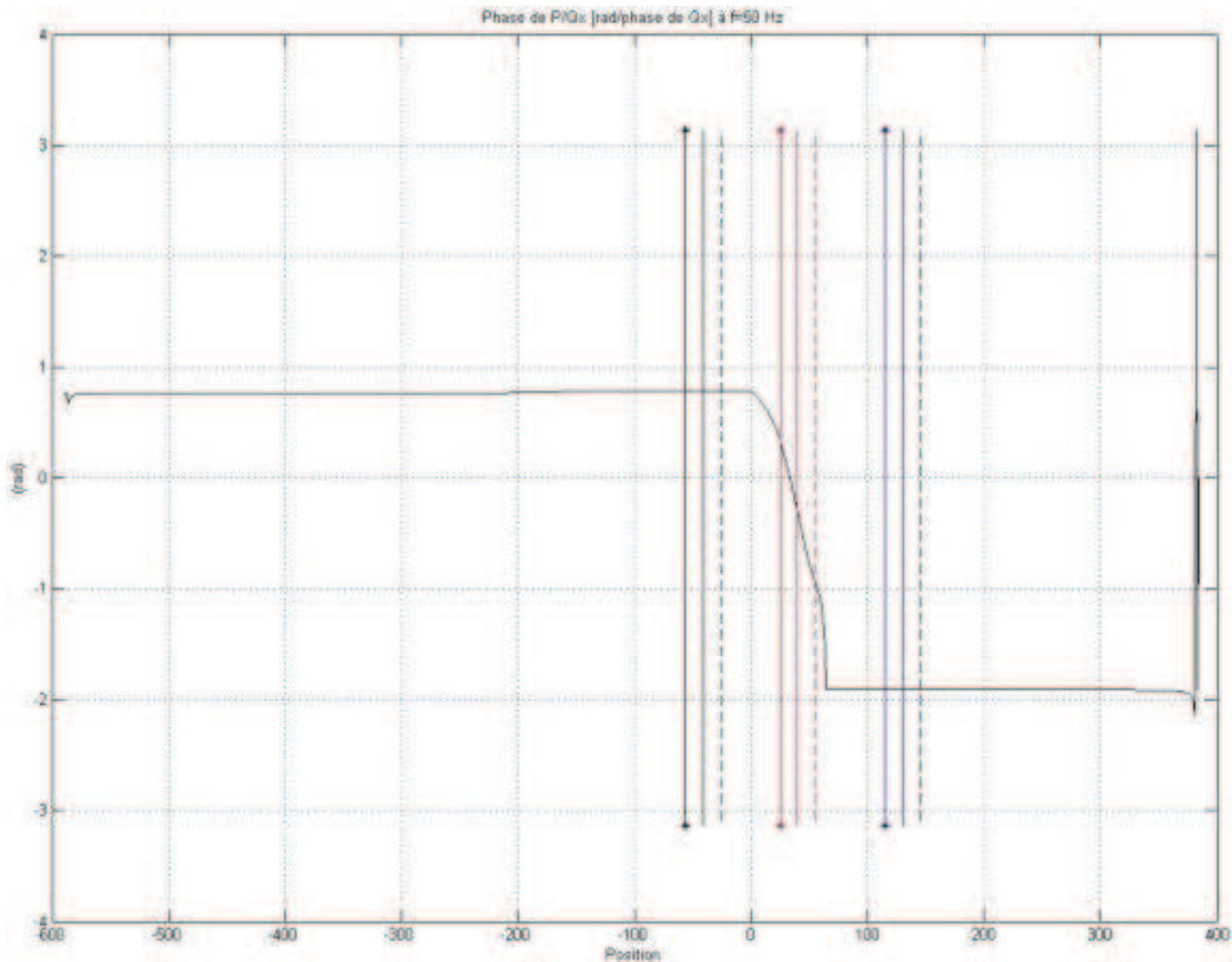


Figure 4.35 : Déphasage du signal au niveau des sections de mesure

Les lignes verticales noires, rouges et bleues sur les graphes donnent les positions des capteurs de pression. Pour cette configuration, il y a une section à trois capteurs à l'amont du modulateur (les lignes noires à abscisses négatives), une section entre le modulateur et la veine étudiée en rouge, et la dernière section à l'aval de la veine en bleu.

Le graphes de la Figure 4.36 montrent les amplitudes des signaux de pression pour les sections de mesure à trois capteurs, pour des fréquences de 20 et de 50Hz (Pour une étude complète, tous les graphes entre 5 et 50 Hz sont tracés et étudiés). On vérifie pour chaque section à trois capteurs qu'aucun d'eux ne se trouve sur un nœud de pression et qu'il n'y a pas d'anomalies ou de discontinuités dans le signal de pression entre les capteurs. On peut aussi vérifier que l'amplitude de pression correspond au domaine d'utilisation du capteur. Le cas où un capteur se trouverait sur un nœud de pression est traité plus en détail dans le rapport [MARIE-MAGDELEINE 2011].

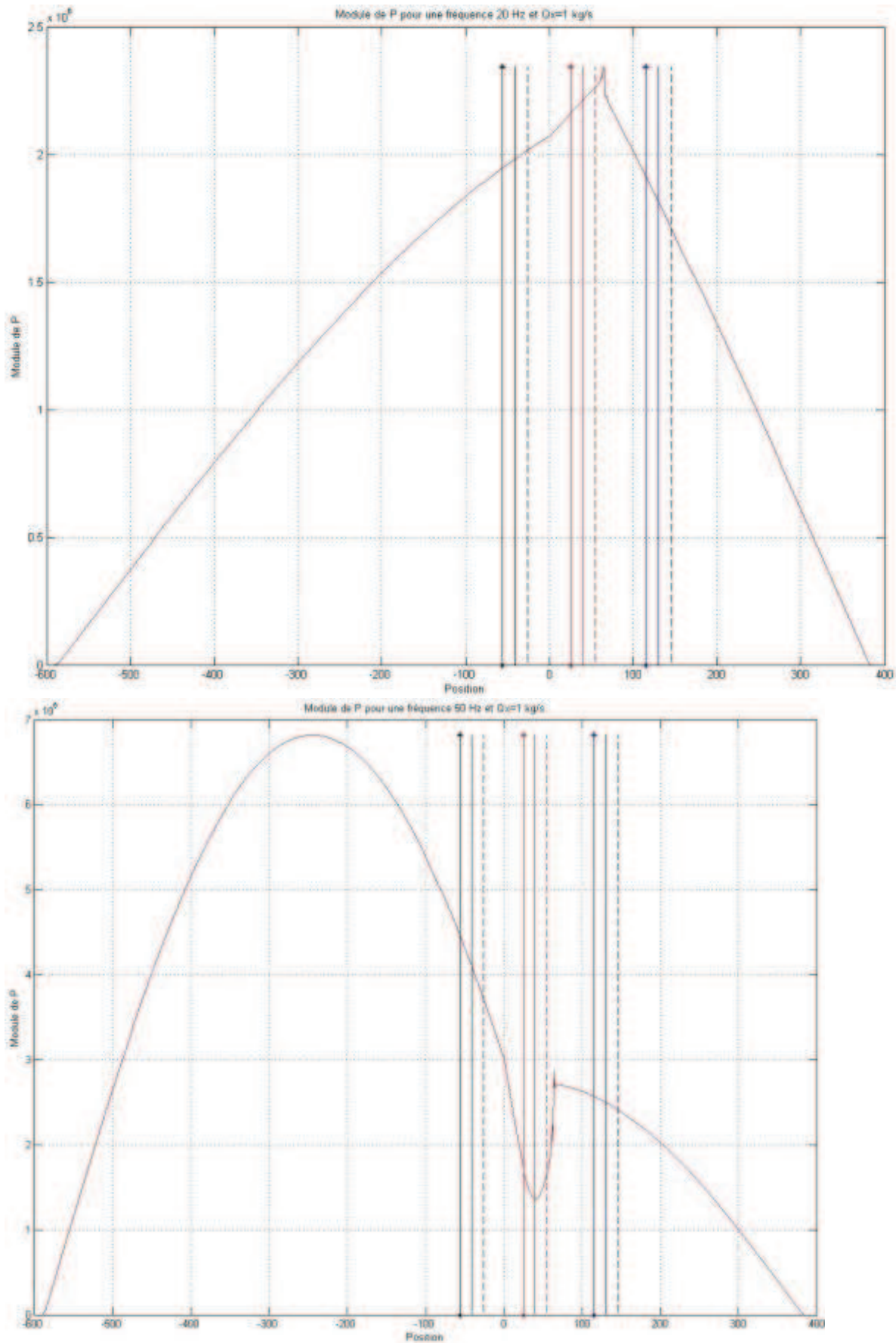


Figure 4.36 : Amplitude de signaux de pression pour des fréquences de 20 et 50 Hz sur les capteurs

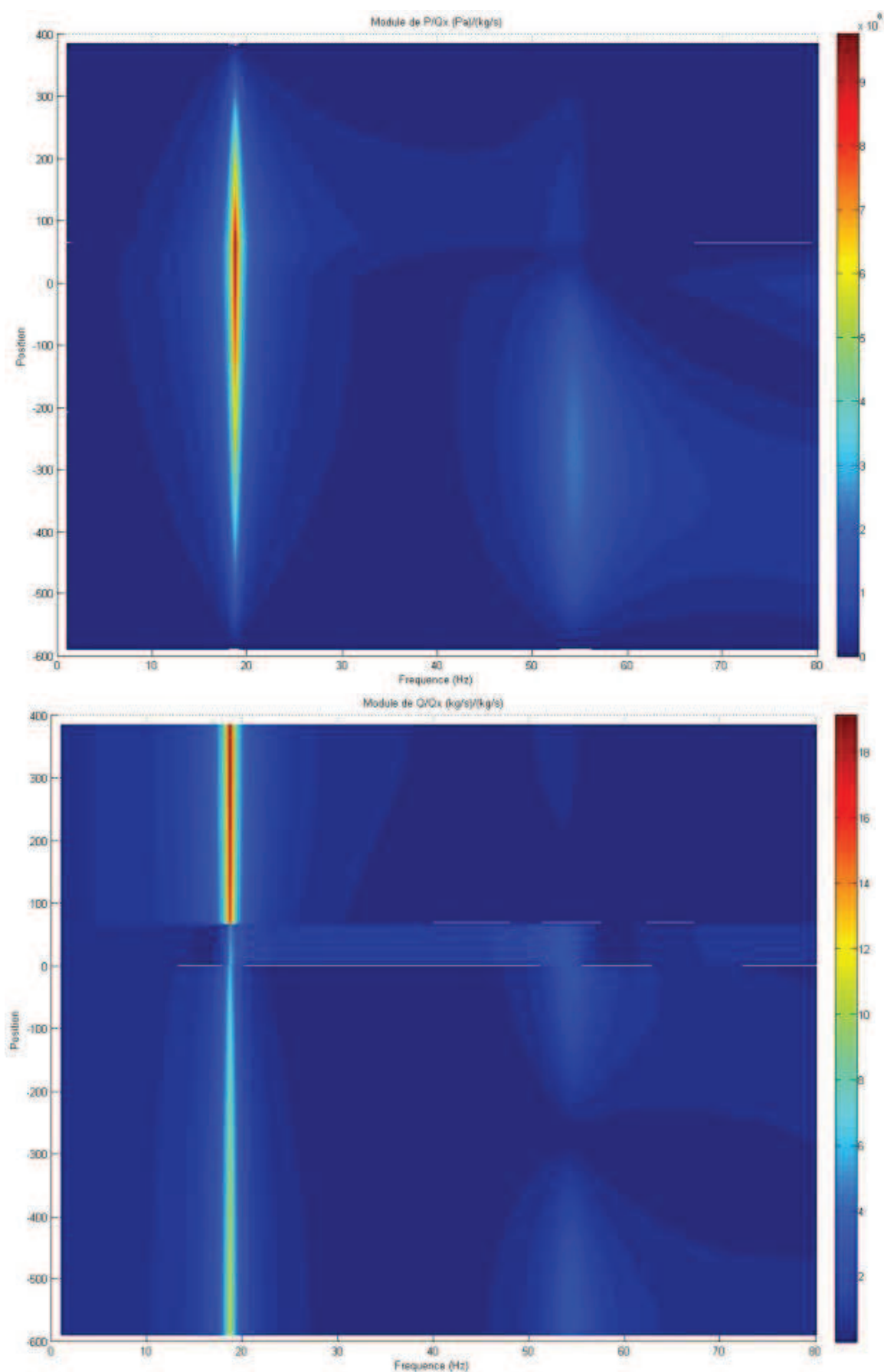


Figure 4.37 : Module des rapports du débit et de pression par rapport au débit modulé



La Figure 4.37 montre l'amplitude des fluctuations du débit et de la pression en tout point du banc hydraulique. Rappelons que les coordonnées de position négatives correspondent à l'amont du modulateur et les coordonnées positives correspondent à l'aval : la veine VDR se trouve donc environ au point 70. On peut y voir le mode à 19 Hz remarqué précédemment qui se propage à travers tout le banc. Pour une modulation du débit à 19Hz d'environ 100g/s la fluctuation du débit atteindrait 1.8kg/s et celle de pression serait de 10bar, car le rapport  $P/Q_x$  est de l'ordre de  $10^7$  Pa/(kg/s), ce qui n'est pas acceptable.

En conclusion, d'après les résultats de la simulation pour cette configuration du banc, un mode à 19Hz est susceptible d'apparaître. Les niveaux vibratoires générés peuvent être dangereux pour le banc d'essai, car le débit fluctuant peut alors dépasser même le débit nominal et les pressions peuvent monter à 10bar d'après les courbes du module de  $P/Q_x$  et  $Q/Q_x$ .

### 4.4.2.2. Configuration avec deux accumulateurs

Le deuxième cas présenté ici est la configuration modulateur amont avec deux accumulateurs.

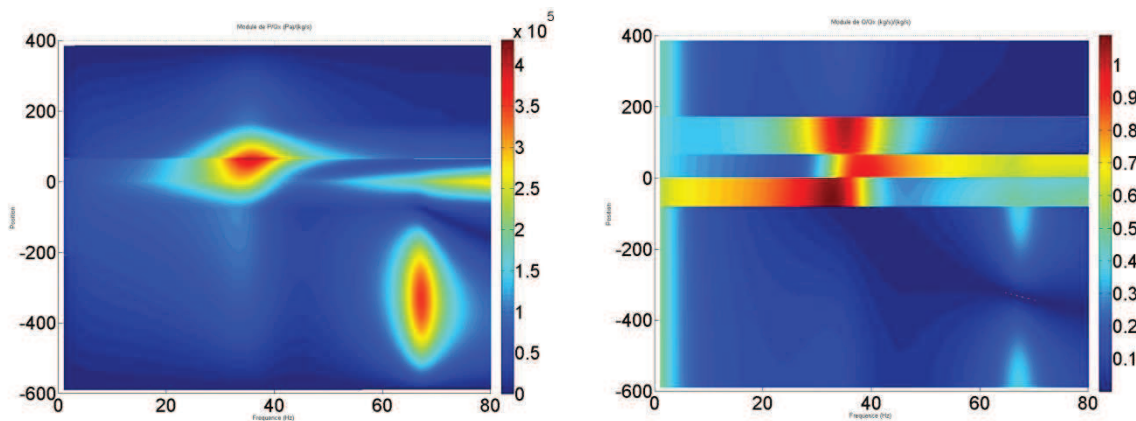


Figure 4.38 : Les modes système, les modules  $P/Q_x$  et  $Q/Q_x$  (abscisse : fréquence Hz, ordonnée : position)

La Figure 4.38 ci-dessus montre que cette configuration ne présente aucun risque de résonance, les fluctuations de pression sont comprises entre 0.1 et 0.4 bar, celles de débit sont entre 20g/s et 100g/s sur la section étudiée entre le modulateur et la VDR, et il n'y a pas de niveaux élevés de fluctuations dans le banc d'essai. Le débit modulé au niveau du modulateur vaut toujours 0.1kg/s. En effet les fluctuations sont majoritairement confinées dans la section entre les deux accumulateurs – mise à part une petite raie de pression à 70Hz qui atteindrait au pire 0.3 bar. Les fluctuations de pression au niveau de la VDR sont suffisamment élevées pour être mesurables et suffisamment faibles pour minimiser le risque pour le banc d'essais mais aussi pour générer des phénomènes non-linéaires. Une étude sur l'influence de l'amplitude de fluctuation sur les aspects non-linéaires du signal a été présentée dans le chapitre 3.

On peut conclure par conséquent que la mise en place de deux accumulateurs pour le banc d'essais est conseillée pour éviter un éventuel phénomène de résonance hydraulique du banc. Le fait d'avoir deux accumulateurs réduit les fluctuations de pression et de débit et les limite à la section comprise entre les deux accumulateurs. Ultérieurement, lors des essais de la veine VDR, des modes proches des fréquences prédites (19Hz) ont été constatées sur le banc d'essais.

### 4.5. Mise en place de l'instrumentation pour la mesure de la pression fluctuante et du débit instationnaire

#### 4.5.1. Choix des capteurs de pression

Capteurs piézoélectriques (PE) – mesurent uniquement la composante instationnaire, et est très bien adapté aux hautes fréquences. Cependant ils sont les plus chers. Ils sont très solides et résistent très bien à des hautes pressions. Deux types de ces capteurs sont disponibles dans le commerce : le premier type (standard) nécessite un amplificateur de charge, très coûteux, il convient mieux à des utilisations à température élevée. Pour cette raison, les capteurs du deuxième type : ICP, comprenant un système électronique intégré nous conviennent mieux.



Figure 4.39 : Capteur PCB 112A22

Capteurs piézorésistifs (PR) – mesurent à la fois la composante stationnaire ainsi que la composante instationnaire (mais sont moins performants que les capteurs piézoélectriques). Ils sont très fragiles et résistent mal aux hautes fréquences.

Capteurs de pression stationnaire (PS) – sont les moins chers, fragiles, et ne mesurent que la composante stationnaire de la pression. Exemple de fabricants : Drück-Keller. Ce sont aussi des capteurs piézorésistifs, mais ils sont moins performants que ceux proposés par Kulite pour mesurer la composante fluctuante de la pression. Or étant donné que cette dernière peut déjà être mesurée par les capteurs piézoélectriques, on peut opter pour le choix de ce type de capteurs afin de mesurer la composante stationnaire de la pression. Un capteur de ce type, Keller 21Y a été choisi pour la mesure de la pression moyenne sur le banc d'essais.



Figure 4.40 : Capteur Keller 21Y

Les transmetteurs de pression sont semblables aux capteurs piézorésistifs, à ceci près qu'ils comprennent un conditionneur du signal intégré au capteur lui-même, ce qui évite d'acheter le conditionneur multi-voies.

## Réalisation du banc Cavhyte

Marque	Modèle	Type	Ø+matériau	résonance	Réponse	résolution	sensibilité	précision	P max	Range	Output	électronique
<b>PCB</b>	<b>112A22</b>	<b>PE</b>	<b>5.5 SS</b>	<b>250kHz</b>	<b>0.5Hz+</b>	<b>7Pa</b>		<b>&lt;1%</b>	<b>35bar</b>		<b>8-14VDC</b>	<b>ICP</b>
PCB	106B50	PE	15.7	40 kHz		0.48Pa	7mV/kPa	<1%	35 bar	35kPa	3-8VDC	ICP
PCB	113A21	PE	SS	500kHz		21Pa	3.6mV/kP	<1%	70bar	1379	8-14VDC	ICP
Kulite	XTL190	PR	9.5	380kHz		Infini		0.5%		7bar		
Omega	DPX101	transdu	5.5 316L	500kHz	.08-170k	2.7Pa		1%	340bar	17bar	5Vnom FS	
BDSensors	DMP331i	transmi						0.1%			4-20mA	
Kistler	4264A	PR						0.2%				
DYTran	2006V2	PE	7.9, 316L	90kHz	2-5000		7.2V/Pa	1%	550bar		8/14VDC	
DYTran	2200V1	PE	5.5 inox	300kHz	0.08Hz		7.2V/Pa	1%	70bar		10VDC	
DYTran	2301B	PE	5.5 titane	500kHz	0.08Hz		2.9V/Pa	1%	350bar		11VDC	
Vibrometer	CP235	transdu	12.7	55kHz	2-10000		750pC/ba	1%	100bar	5bar		
Endevco	522M17	PE	12.17	45kHz					172bar	34bar		
Microsensor	MPM4730	transmi	20, 316L		2kHzmax			0.025%	15 bar		4-20mA	
DJB	M02FA	PE	34.8 inox	70kHz			6nC/bar		200bar		mV/V/mA	
Columbia	950xx	transdu	25.4, C-276	60kHz	5-18kHz				700bar	500ba		
<b>Keller</b>	<b>21Y</b>	<b>PS</b>	<b>¼", 1/8", 7/16-20"</b>					<b>1%EM</b>	<b>10bar</b>		<b>0-10V / 4-20mA</b>	

Tableau 4.2 : comparatif des capteurs de pression

Le Tableau 4.2 présente un comparatif des différents capteurs de pression disponibles dans le commerce. Etant donné le diamètre de la boucle, nous avons besoin d'un capteur suffisamment petit pour que l'obstacle subi par le fluide soit négligeable et n'engendre pas de cavitation au niveau de l'implémentation de la membrane. La Figure 4.41 montre une coupe au niveau d'une section de mesure qui permet de se représenter le problème. Par ailleurs, d'après le cahier de charge, la gamme fréquentielle d'utilisation du capteur doit être supérieure à 30kHz afin que l'acquisition soit suffisamment rapide pour permettre la distinction du signal qui se déplace à la vitesse du son (1000m/s environ) entre les capteurs distants de 30cm. En même temps, la résolution doit être inférieure à 0.1mbar, soit 10Pa, pour permettre de distinguer les petites fluctuations de pression (mais tout en restant suffisamment importante pour négliger le bruit). De plus la pression maximale que le capteur doit supporter doit être de l'ordre de 10bar, mais nous n'avons pas besoin qu'elle monte à 100bar. Le signal de sortie doit aussi correspondre à nos moyens d'acquisition (environ 8-20V).

Au final le capteur PCB 112A22 semble convenir à notre cahier de charges. Le fabricant nous a fourni un devis pour 12 de ces capteurs avec les accessoires nécessaires pour le montage. En revanche, en ce qui concerne la pression statique, ce sont les capteurs piézorésistifs qui seront utilisés.



### 4.5.2. Fils et câbles

Les câbles dont nous avons besoin sont les BNC Jack standard, avec blindage pour éviter le phénomène de bouclage de masse électrique. Ce problème sera à éviter pour tous les capteurs de valeur fluctuante, donc les capteurs PCB ainsi que éventuellement le débitmètre électromagnétique.

Le blindage du câble est assez courant, cependant la bande passante en haute fréquence reste à valider. Dans notre cas celle-ci doit être supérieure à 30kHz. En effet le fabricant fournit la formule pour la déterminer qui est :

$$f_{max} = \frac{10^9 \cdot (I_c - 1)}{2\pi CV} \quad \text{Équation 4.33}$$

Où  $f_{max}$  est la fréquence maximale en Hz, C est la capacitance du câble en picofarads, V est la tension de sortie maximale en volt ( $V=10V$ ),  $I_c$  est l'intensité du courant fournie par le conditionneur en milliampères ( $I_c=4mA$ ).



Figure 4.41 : Schéma du câble coaxial

La capacitance linéique en pF/m donnée par le fabricant Axon est égale à

$$C = \frac{24,12 * \epsilon}{\log_{10}(\frac{D}{d})} \quad \text{Équation 4.34}$$

Où  $\epsilon$  est la constante diélectrique du matériau, dans le cas pratique égale à 2.1 pour le PTFE. Pour les câbles standard la valeur de C est de l'ordre de 100pF/m, soit pour une longueur de 10m de câble qu'on aura entre le capteur et l'armoire électrique,  $f_{max}=45kHz$ , nous n'aurons donc pas de problème d'atténuation de signal de la part du câble. Cependant il faut faire attention que si l'alimentation n'est que de 2mA, alors la fréquence maximale n'est que de 15kHz, donc il faudra augmenter le courant d'alimentation, ce qui réduit la durée de vie de la pile, au cas où le conditionneur fonctionne sur batterie au lieu d'être sur le transformateur.

### 4.5.3. Implémentation dans la boucle

Afin d'introduire les capteurs de pression dans la boucle, il faut tout d'abord trouver la solution au risque de bouclage de masses éventuel. En effet, la boucle d'essai peut être cible à des pollutions dues au courant alternatif du secteur ainsi qu'aux rayonnements électromagnétiques des variateurs de puissances qui se trouvent très près. Pour cela, plusieurs solutions sont possibles. Concernant les câbles, un blindage est nécessaire afin d'éviter qu'ils servent d'antenne pour introduire les pollutions dues au rayonnement électromagnétique. Pour éviter les pollutions du courant secteur, deux solutions sont possibles : soit de mettre les conditionneurs du signal sur pile (car ils ne consomment que très peu d'énergie), soit d'introduire un transformateur spécial appelé transformateur d'isolement, qui transforme un courant de 230V en un courant de 230V, tout en évitant les perturbations extérieures. Parmi les deux, c'est la solution de recours aux transformateurs qui a été choisie, proposée par le Gipsa-lab.

Enfin, étant donné que la branche acoustique de la boucle est fabriquée en inox conducteur d'électricité il faut donc soit utiliser le conditionneur de signal à masses flottantes (qui est très coûteux), soit isoler électriquement les capteurs de pression. C'est donc la deuxième solution qui a été adoptée, en utilisant les adaptateurs de montage en Delrin ou en Peek, qui sont beaucoup moins coûteux par capteur.

Cependant un autre souci se pose étant donné que le diamètre intérieur du tuyau n'est que de 43mm et que le diamètre du capteur est de 5.5mm. En effet il faut chercher à ce que le capteur entouré d'adaptateur isolant soit le moins intrusif possible, par conséquent que le diamètre total soit le plus petit possible. La solution proposée consiste à usiner la partie de l'adaptateur (qui a un diamètre de 10mm) insérée à l'intérieur de la conduite de manière à ce que sa forme, une fois l'installation faite, épouse la forme de la conduite et ne forme pas d'obstacle supplémentaire à l'écoulement. Ceci peut par exemple être obtenu soit par l'ajustement du filetage, soit par usinage spécial.

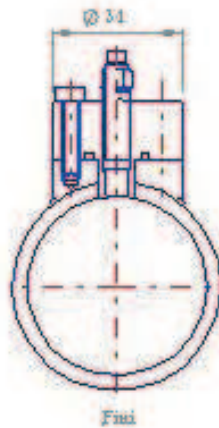
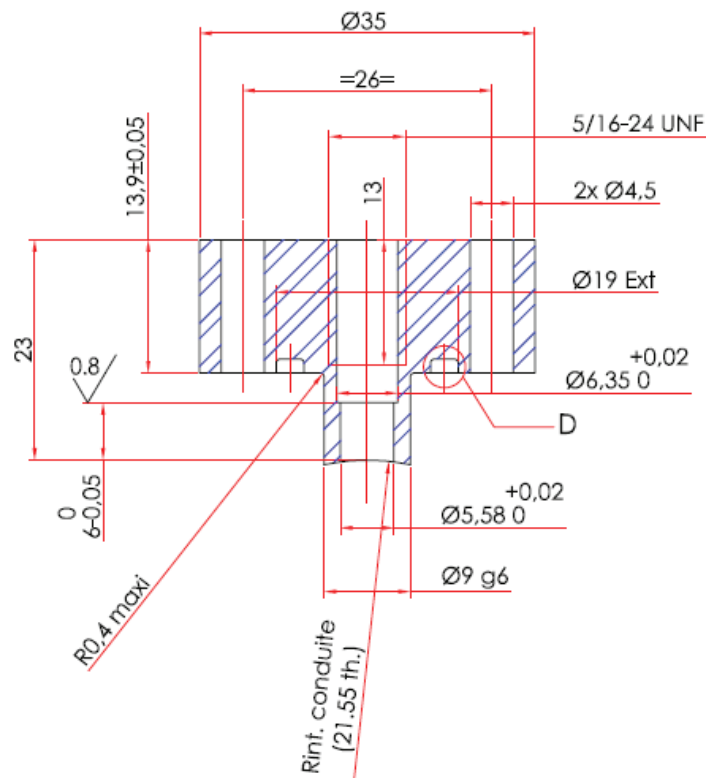


Figure 4.42 : Proposition du bossage pour un capteur piézoélectrique

D'un point de vue mathématique, l'introduction d'un capteur de 5.5mm de diamètre introduit une marche de 0.18mm de haut dans la conduite. Le diamètre de 10mm implique une marche de 0.64mm. L'effet de cette petite marche sur l'écoulement dont la vitesse est d'environ 1.9m/s est très limité. Le risque d'engendrer une poche de cavitation derrière un tel obstacle est minime.



**Figure 4.43 : Schéma du bossage pour le capteur de pression**

D'un point de vue pratique, étant donné l'épaisseur du tuyau, un bossage est nécessaire pour visser dessus une interface contenant le capteur. Un plan de l'installation est donné sur la Figure 4.43. Le bossage est un cylindre de diamètre 35mm qui est soudé sur le tuyau. Le procédé de soudure peut aussi légèrement déformer l'ensemble des pièces (le bossage et le tuyau), c'est pourquoi l'usinage de finition est appliqué après la soudure.

#### 4.5.4. Conditionnement, acquisition et traitement du signal

Pour les capteurs PCB on peut choisir les conditionneurs de signal à 3, 4 ou 8 voies, par exemple le 483C15 (8 voies), proposées par le constructeur. Le conditionneur de signal est là pour fournir une alimentation continue aux capteurs.

L'acquisition doit être simultanée sur plusieurs voies (au moins sur chaque tronçon de 3 capteurs de pression piézoélectriques rapides), le temps de décalage entre les voies doit être très petit devant le temps entre deux acquisitions du même capteur (pour nous 30microsecondes), sinon il sera impossible de reconstituer le phénomène cherché. De plus, l'acquisition de l'accéléromètre doit se faire simultanément avec les capteurs piézoélectriques, afin de pouvoir corriger éventuellement les erreurs de mesure dues aux vibrations.

Par ailleurs, étant donné l'amplitude maximale attendue de la fluctuation de pression (0.5 bar) et la résolution du capteur (7mPa), l'acquisition sur 16 bit (60000 points) serait suffisante pour chaque capteur de pression instationnaire. Pour l'acquisition du débitmètre instationnaire, 2000 points sont suffisants (12 bits au maximum), ce qui ne constitue pas de problèmes à la technologie actuelle. De plus, une carte d'acquisition surdimensionnée à nos besoins (24 bit) pourrait poser des problèmes

d'anti-repliement, alors que pour une carte de 16 bits celui-ci serait noyé dans le bruit. En revanche, le stockage de données acquises par neuf capteurs à 30kHz pose problème pour une durée d'acquisition supérieure à 20s.

Les cartes d'acquisition National Instruments ont été choisies afin de répondre aux exigences des capteurs. Un module Compact DAQ placé dans l'armoire électrique permettra l'acquisition des données des capteurs alors qu'un autre module Compact RIO positionné en châssis déporté aurait pu éventuellement gérer le pilotage du banc, notamment en ce qui concerne la sécurité. Une alternative pour gérer la sécurité du banc aurait pu être un automate de sécurité Preventa. Le matériel Compact DAQ comporte les 6 modules suivants : 9178, 9203, 9264 et trois 9215. Le matériel Compact RIO comporte trois modules : 9234, 9219 et 9481. Les cartes d'acquisition ont été choisies pour leur compatibilité avec Matlab et pour la présence d'un filtre anti-repliement.

Quant à connectique, le choix se posait entre les câbles USB et Ethernet. Les câbles Ethernet permettent une longueur et un débit de données plus grand, alors que les câbles USB sont plus polyvalents car sont mieux supportés sous Matlab.

### **4.6.Conclusion**

Nous avons présenté dans ce chapitre les différents composants de notre banc d'essais ainsi que la démarche qui a permis de les choisir, les tester et mettre en place les différentes configurations du banc et de choisir les appareils à utiliser pour la mesure. Cette étape était cruciale pour le bon déroulement de la partie expérimentale de la thèse.

Une fois la conception du banc d'essais terminée, il a été mis en place et testé. Cependant lors de sa mise en route, un certain nombre de phénomènes a été observé, dont certains n'ont pas pu être prédits lors de la phase de conception. Certains de ces phénomènes ont été particulièrement gênants pour mener à bien la campagne d'essais, alors que d'autres au contraire se sont avérés extrêmement utiles. Le chapitre suivant présente le protocole des différentes campagnes d'essais afin de mieux justifier l'intérêt de chacune d'entre elles au sein d'une démarche globale d'identification des différents composants. Il décrit aussi le déroulement de la phase d'essais et détaille les phénomènes qui ont été observés.

### 5. Essais sur le banc

Ce paragraphe présente les essais qui ont été effectués sur le banc d'essais Cavhyte. Les essais ont été d'abord effectués pour caractériser les composants plus simples comme les tuyaux et les coudes. Ensuite, il y a eu des essais pour caractériser la veine radiale divergente (VDR) et enfin la pompe centrifuge Siebec en régime non cavitant et en cavitation. L'accumulateur a été quant à lui caractérisé à partir d'un très large choix de données car il y a eu pour la majorité des essais des tronçons intensimétriques à l'amont et à l'aval de l'accumulateur. Il faut aussi noter que la méthode du post-traitement des essais a évolué au fur et à mesure des différentes campagnes afin de répondre aux exigences et aux difficultés rencontrées lors des essais sur des composants de plus en plus complexes. Nous présenterons donc dans ce paragraphe la méthodologie générale du protocole d'essais, ainsi qu'un grand nombre de remarques sur le déroulement des essais du point de vue du comportement général du banc lors des différentes phases expérimentales.

#### 5.1. Protocole d'essais

##### 5.1.1. Protocole global

Il y a eu plusieurs campagnes d'essais sur le banc Cavhyte dont le but final était non seulement la caractérisation de la pompe en régime cavitant mais aussi de manière plus globale la mise en place d'une méthodologie d'identification de tous les organes. Comme un certain nombre de composants du banc étaient présents lors de plusieurs campagnes d'essais, il a été par conséquent nécessaire de décrire leur influence et parfois les caractériser de manière très rigoureuse avant de procéder à l'identification de la matrice de transfert dynamique des organes cavitants. Avant tout, c'est la matrice de transfert des conduites et des coudes qui a dû être étudiée, car ces composants font toujours partie de la section de test avec la VDR ou la pompe. Ensuite, l'identification de l'accumulateur a aussi une grande importance dans le processus de la correction anti-POGO. Par conséquent, l'accumulateur n'a pas seulement pour rôle de diminuer les fluctuations de pression trop élevées mais il est caractérisé avec la même précision que tous les autres organes. Puis, la caractérisation de la fonction de transfert de la veine radiale divergente a été effectuée afin de prendre connaissance des éventuelles difficultés qui peuvent être dues à la cavitation dans le processus d'identification, mais aussi de voir quels phénomènes peuvent avoir lieu à l'intérieur du volume cavitant, notamment grâce à l'enregistrement vidéo à l'aide des caméras rapides Miro. Enfin, la pompe a été testée en régime non-cavitant avant de procéder à la caractérisation de la matrice cavitante.

##### 5.1.2. Protocole de chaque campagne

Comme le but de toutes les campagnes a été aussi d'établir une méthodologie de caractérisation de fonctions de transfert, le protocole d'essais de chaque campagne a été fréquemment en évolution afin de faire face chaque fois à des nouveaux cahiers de charges. Ceci a été fait pour que le protocole obtenu au final puisse répondre à toutes les contraintes que peut poser le processus d'identification d'un système hydraulique quelconque. En effet, lors des différentes campagnes d'essais quelques critères ont été mis en place pour tester la qualité des résultats obtenus pour pouvoir dire si les données recueillies pendant les essais étaient suffisantes pour conclure.

La méthodologie d'essais développée au cours de la thèse et appliquée lors des dernières campagnes consiste à effectuer plusieurs séries d'essais. Chaque série d'essais comprend tout d'abord des essais fréquence par fréquence de 5 à 50Hz par pas de 1Hz. Si l'expérimentateur détecte des niveaux de

pression trop élevés (ondes de choc) ou au contraire trop faibles (problème de jeu mécanique sur le modulateur) alors la montée en fréquence s'arrête à ce niveau. Après les essais fréquence par fréquence il est possible d'effectuer un essai de type chirp notamment pour l'application d'algorithme ARMAX. Avant et après la série d'essais il est judicieux de procéder à un test de bruit avec le modulateur arrêté afin de voir les fréquences qui ne sont pas générées par le modulateur. Il peut s'agir des fréquences générées par d'autres composants du circuit (notamment la pompe) ou bien des fréquences parasites, par exemple dues à d'autres bancs d'essais ou d'autres sources à proximité. Une méthode proposée dans le chapitre 1 permet d'éliminer les raies du bruit de la procédure d'identification.

Des séries d'essais sont ensuite répétées pour plusieurs points de fonctionnement différents et plusieurs courses de piston du modulateur différentes. En général, il est préférable de tester au moins quatre courses pour avoir un jeu de données comprenant au moins six couples de courses (car en effet  $C_4^2 = 6$ ). De plus, un grand nombre de points de fonctionnement testés est susceptible de fournir plus d'informations qui amélioreraient l'interprétation des phénomènes physiques derrière les diagrammes de Bode, car l'influence des paramètres physiques comme la pression moyenne et le débit moyen serait alors mieux cernée. Ainsi, dans le cas de la campagne sur la pompe Siebec, nous avons pu conduire des séries de tests sur quatre points de fonctionnement de la pompe et pour quatre courses différentes, ce qui équivaut à 16 séries de tests entre 5 et 50Hz. Il se peut en revanche que pour des courses plus grandes, les signaux de pression présentent des ondes de choc à des hautes fréquences, et que la série d'essais s'arrête plus tôt par rapport à des les courses plus petites. Dans ce cas, il est notamment possible de voir si l'utilisation des harmoniques de l'enregistrement à plus basses fréquences permet d'avoir l'information recherchée (par exemple si un test à 50Hz est impossible à cause des ondes de choc, on peut essayer de voir si les tests à 10 ou à 25Hz présentent une harmonique à 50Hz suffisamment élevée). Il est aussi possible de subdiviser une campagne d'essais en une campagne hautes fréquences et une campagne basses fréquences, où les jeux de courses testées seront différentes, la sous-campagne hautes fréquences comprenant des courses plus petites.

Les signaux de pression fluctuante obtenus après la campagne d'essais sont post-traités et utilisés pour la caractérisation de l'organe, cependant des critères spécifiques permettent notamment de prédire si les amplitudes de fluctuations modulées sont suffisamment élevées ou si le critère de décolinéarisation décrit dans le chapitre 3 est satisfait.

Le schéma de la Figure 5.10 résume la méthodologie du protocole d'essais énoncée précédemment. En ce qui concerne les courses du piston, de manière générale les valeurs entre 0.1mm et 2mm ont été choisies. La course maximale possible est de 10mm, mais les courses plus grandes que 2mm peuvent générer les fluctuations de pression de l'ordre de la pression moyenne pour les fréquences supérieures à 20Hz pour les différents organes testés.

### Figure confidentielle

Figure 5.1 : Organigramme d'essais

## 5.2. Instrumentation

Sur le banc Cavhyte, ce sont les capteurs de pression fluctuante PCB112A22 qui donnent accès aux données de la pression et du débit fluctuant. Leur principe de fonctionnement et leur implémentation a été présenté au chapitre 4. Il y a en tout trois groupes de trois capteurs de ce type. Pour chaque groupe il y a aussi un capteur de pression moyenne du type Keller 21Y, implémenté sur le même tronçon intensimétrique et dont le bossage se trouve au niveau d'un des capteurs de pression fluctuante, mais le bossage du capteur Keller G1/4" est tourné à 90° par rapport au bossage du capteur PCB. Ensuite, le capteur de débit moyen électromagnétique Krohne Optiflux 2100C est implémenté sur le tronçon vertical à l'amont du modulateur et donne l'information sur le débit moyen qui traverse le banc d'essais. Des capteurs de pression mesurent la pression moyenne au niveau du réservoir amont, et donnent ainsi l'information sur la pressurisation. Cette information est très importante surtout lorsque la pompe à vide connectée au réservoir amont est en marche. La température de la boucle est mesurée sur le circuit de retour à l'aide d'une sonde platine PT100. La teneur en gaz dissous est obtenue à l'aide d'un oxygénomètre Orbisphère.

## 5.3. Configurations du banc testées

### 5.3.1. Configuration du bilan technique

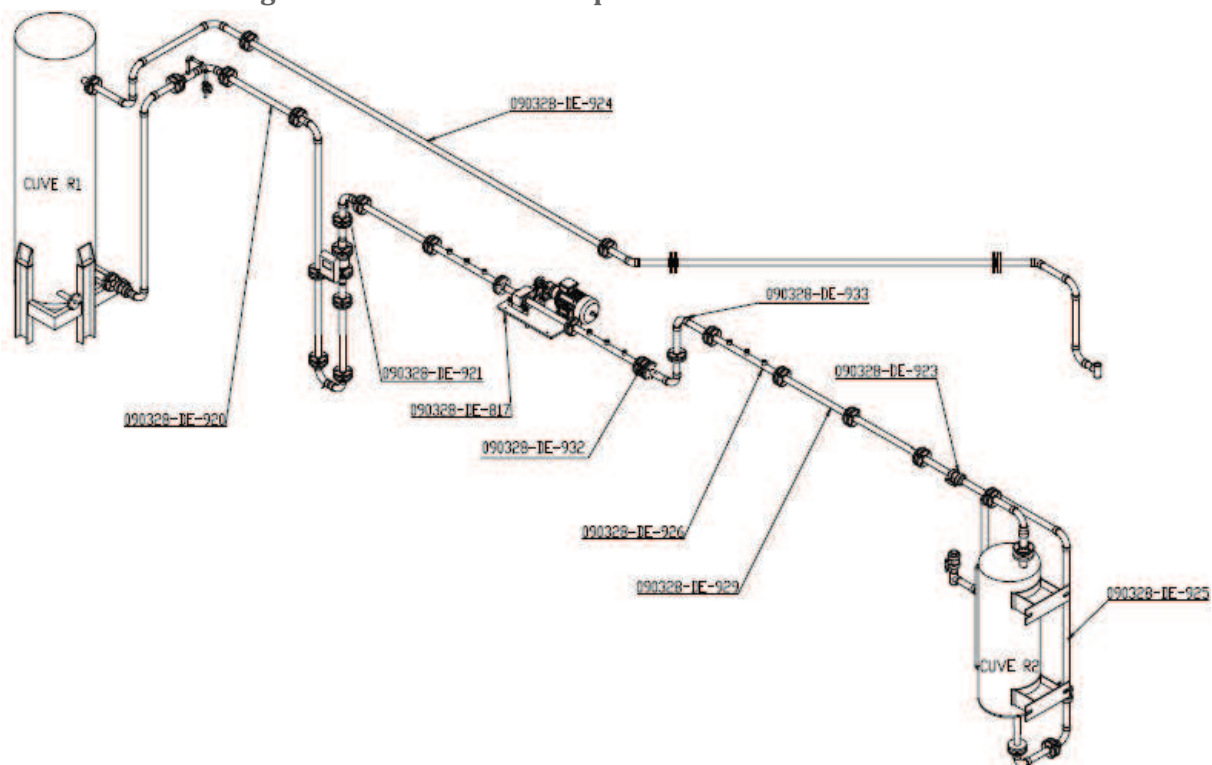


Figure 5.2 : Configuration du banc N°1

Pour cette configuration, le modulateur (pièce 090328-DE-817 sur le plan) est placé à l'amont de la section de test qui est le double coude (090328-DE-933). Les capteurs de pression A B et C sont respectivement à l'amont du modulateur, entre le modulateur et le coude, et à l'aval du coude. Ni la vanne anti-cavitante, ni les accumulateurs ne sont installés sur le circuit. La course du modulateur a été réglée à son niveau maximal (10mm) et une série des tests a été effectuée à des fréquences allant jusqu'à 50Hz. Cependant, le niveau enregistré des signaux de pression (ondes de chocs allant jusqu'à 13.5bar), les vibrations de la conduite et le bruit acoustique entendu par les utilisateurs ont



été très importants, la procédure d'identification n'a donc pas pu être mise en place et il a été décidé de changer la configuration en rajoutant des accumulateurs.

### 5.3.2. Configuration avec deux accumulateurs

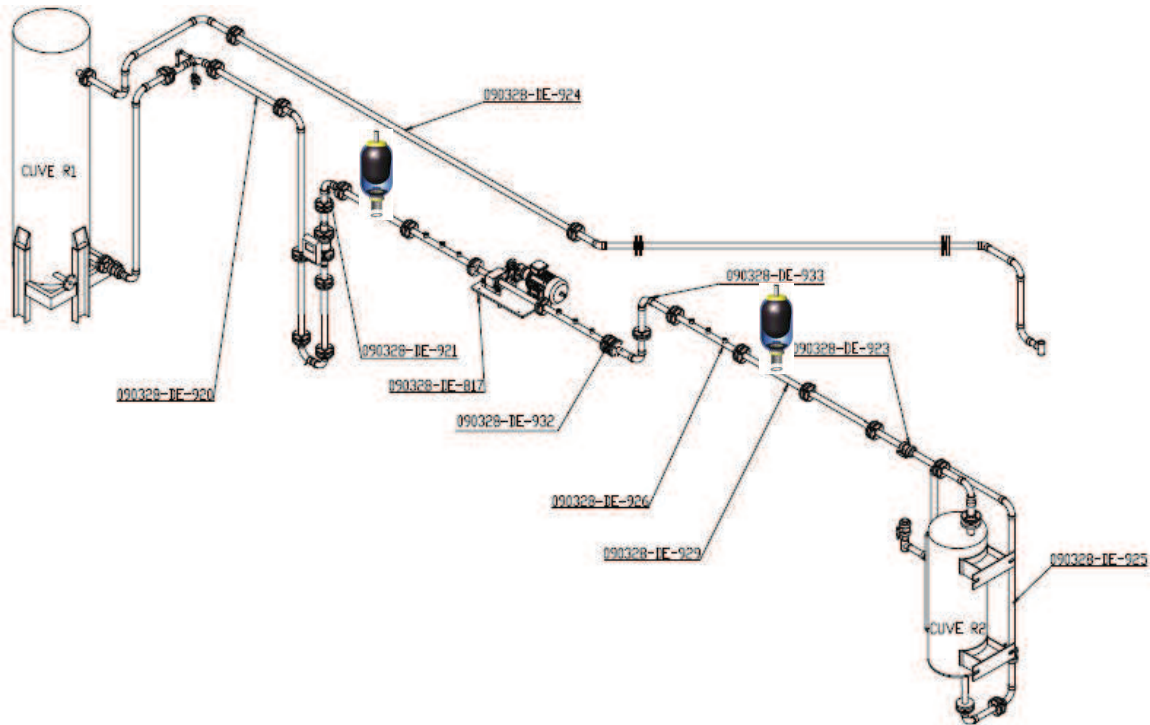


Figure 5.3 : Configuration du banc N°2

Les deux accumulateurs ont été rajoutés pour effectuer les tests. En effet, d'après les résultats des simulations du comportement du banc d'essais, les accumulateurs pourraient contribuer à abaisser le niveau des fluctuations de pression, et de contenir les pressions à l'intérieur de la section entre les deux accumulateurs. Lors de cette phase, la fluctuation de pression n'a pas dépassé la valeur de 0.5bar, pour limiter la sollicitation du banc d'essais. En effet les fréquences testées se situaient dans le domaine des basses fréquences, entre 5 et 10Hz. Il y a eu en tout quatre courses expérimentées : entre 0.7 et 3mm (les mesures des courses sont précises à 0.01mm près à l'aide du comparateur). Plusieurs points de fonctionnement du banc ont été testés lors de cette campagne, entre 1.6 et 3.4L/s pour le débit et entre 1 et 1.9bar pour la pression.

Pour la fréquence de 10Hz, une vibration de la conduite de retour en PVC était visible. Du point de vue de l'amplitude des fluctuations mesurées, la Figure 5.4 montre une amplification des fluctuations proportionnelle au carré de la fréquence. Le niveau du débit fluctuant est linéairement proportionnel à la fréquence. On peut écrire que le débit massique modulé est proportionnel à l'aire du piston ainsi qu'à la vitesse de son déplacement :

$$\tilde{Q}(t) = \rho S_{piston} \frac{\partial y}{\partial t} = \rho S_{piston} C \omega \cos(\omega t) \quad \text{Équation 5.1}$$

Si on appelle  $\rho$  la masse volumique de l'eau,  $S$  l'aire du piston,  $C$  la course du piston et  $c$  sa position à l'instant  $t$  ( $c=C.\sin(\omega t)$ ). Pour une course de piston maximale (soit 5mm), le piston de diamètre 40mm, et une modulation de 50Hz, le niveau de fluctuation de débit est de 2kg/s, soit de même

## Essais sur le banc

ordre de grandeur que le débit nominal. Le tableau suivant montre l'amplitude des fluctuations de pression prises entre le minimum et le maximum enregistrées pour les essais modulés à 5 et à 10Hz pour différentes courses de piston (0.7, 1.2, 2, et 3mm) pour la pression moyenne de 1.35 bar et débit moyen de 1.57kg/s. En termes de fluctuations de pression, les valeurs de 5%, 10% et 15% de pression moyenne sont difficilement atteignables pour cette campagne et pour les courses du piston considérées :

Course	$\Delta P$ à 5Hz	$\Delta P$ à 10Hz
0.7mm	0.14bar	0.9bar
1.2mm	0.2bar	1.1bar
2mm	0.2bar	1bar
3mm	0.4bar	1.4bar

Tableau 5.1 : Amplitude des fluctuations de pression

Pour exprimer le niveau de fluctuation de pression on peut utiliser la formule de conservation d'énergie fluctuante proposée par Dordain [DORDAIN 1978] :

$\left[ \left( \frac{ \tilde{P} }{a} \right)^2 + \left( \frac{ \tilde{Q} }{S} \right)^2 \right] (x) = Cste$	Équation 5.2
---	--------------

D'après cette expression, le niveau équivalent des fluctuations de pression et du débit (pour la fluctuation de 2kg/s) suit la relation  $|\tilde{P}| = \frac{|\tilde{Q}|a}{S}$ , soit 13.6bar si la célérité vaut 1000m/s, ou 18.4bar pour une célérité de 1370m/s si on applique la formule du débit fluctuant en fonction de la course et de la fréquence. Pour ces valeurs de fluctuation de pression, on observe des pics de pression sur les signaux des capteurs, et la reconstitution du débit ainsi que l'identification ne sont plus possibles. En revanche, ces valeurs de pression ne sont heureusement pas suffisantes pour endommager le matériel en place sur le banc d'essais.

Le niveau des fluctuations de pression enregistré lors des essais par les capteurs de pression fluctuante augmente avec la fréquence de modulation, quasiment proportionnellement au carré de la fréquence. La Figure 5.4 montre les amplitudes de fluctuations de pression sur la boucle pour les essais de 5 à 10Hz, pour une course de 1.2mm (essais 1 à 6 du 25avril, soit 1.35bar de pression dans le réservoir et un débit de 1.57L/s) :

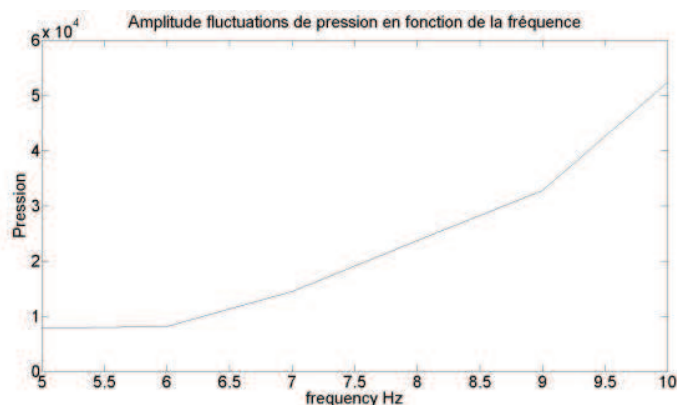


Figure 5.4 : Amplitude des fluctuations de pression en Pa

De plus, un problème de synchronisation des données de pression fluctuante sur différents groupes de voies décrit plus loin dans ce chapitre a été détecté et résolu lors de cette étape d'essais. Au final cette configuration a pu aboutir à des premiers résultats d'essais de caractérisation du coude, au test de l'hypothèse d'égalité de pression entre l'amont et l'aval du modulateur, et a pu donner un très grand nombre d'informations relatives au comportement général du banc d'essais. Cette campagne a permis aussi de faire améliorer l'évaluation de la célérité du son, tout d'abord grâce à des tests de coup de marteau qui ont parallèlement mis en évidence le défaut de synchronisation des voies de mesure. Le chapitre 6 détaille tous ces phénomènes observés.

### 5.3.3. Configuration Vanne anti-cavitante

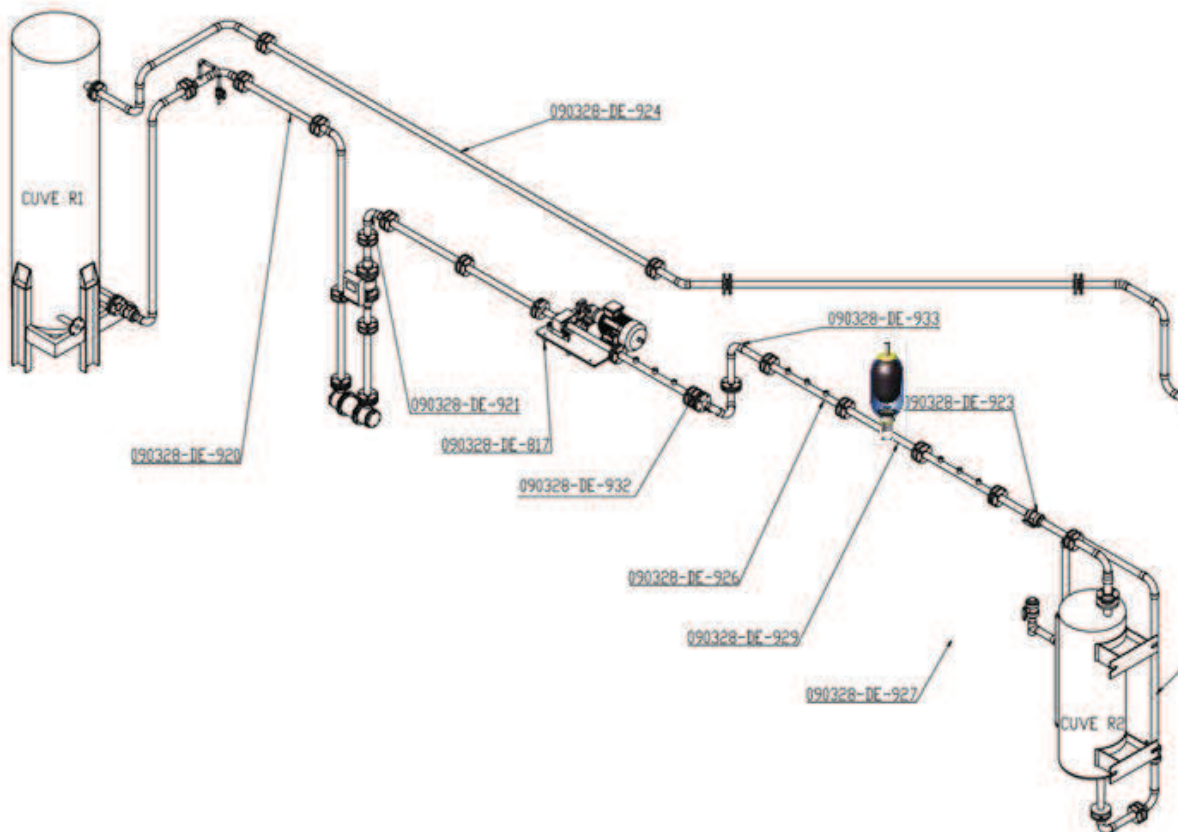


Figure 5.5 : Configuration vanne anti-cavitante

Pour cette configuration la vanne anti-cavitante a été mise en place, alors que l'accumulateur amont a été enlevé du banc. Dans un deuxième temps, un groupe de trois capteurs a été placé à l'aval de l'accumulateur pour permettre de le caractériser. En effet, le rôle supposé de la VAC a été d'amortir les fluctuations de pression, comme une terminaison anéchoïque liquide, mais les résultats des mesures obtenues avant de mettre le tronçon intensimétrique à l'aval de l'accumulateur montrent que la composante réfléchie de l'onde continue d'exister. La vanne anti-cavitante a en revanche un effet de forte résistance, car on remarque une perte de charge importante entre le capteur de pression situé au réservoir et les capteurs de pression moyenne sur la branche acoustique, et ceci même pour l'ouverture maximale de la vanne. Les tests ont été effectués en allant jusqu'à une fréquence de 25Hz, car pour les fréquences plus élevées les chocs apparaissaient. Cependant les signaux générés par le modulateur n'étaient pas des sinusoïdes monofréquentielles et étaient très riches en harmoniques, par conséquent l'identification du double coude a été effectuée à partir des

harmoniques mesurées et la courbe correspondante colle très bien au modèle attendu. En revanche, les courbes d'identification pour l'accumulateur sont de moins bonne qualité que pour les campagnes suivantes où les groupes de capteurs de pression fluctuante ont été gardés tels quels. Ces résultats d'essais seront présentés en détail au chapitre 7.

Nous avons pu observer pour cette configuration un mode vibratoire très prononcé entre 18 et 20Hz, pour tous les régimes de fonctionnement (le débit variait entre 1.5L/s et 2L/s, et la pression au niveau du réservoir entre 1.3 et 2 bar) et pour les différentes courses testées entre 0.02 et 1mm. Cependant les vibrations observées de la tuyauterie à 18-20Hz ne correspondaient pas aux chocs de pression. De plus, ces chocs apparaissaient systématiquement pour des fréquences supérieures à 25Hz et ce même pour la course de 0.02mm et ne donnaient pas lieu à des vibrations de la tuyauterie.

Au final, cette configuration du banc d'essais a permis de caractériser correctement le double coude, dont la fonction de transfert est très proche du modèle théorique et a peu de dépendance du point de fonctionnement. De plus, le comportement de la vanne anti-cavitation a été caractérisé de manière qualitative, et les premiers éléments sur la caractérisation de l'accumulateur ont été obtenus, pour des différentes pressions entre 1 et 3bar. Par ailleurs les essais de type chirp ont été pour la première fois effectués lors de cette campagne.

### 5.3.4. Configuration pour la campagne VDR

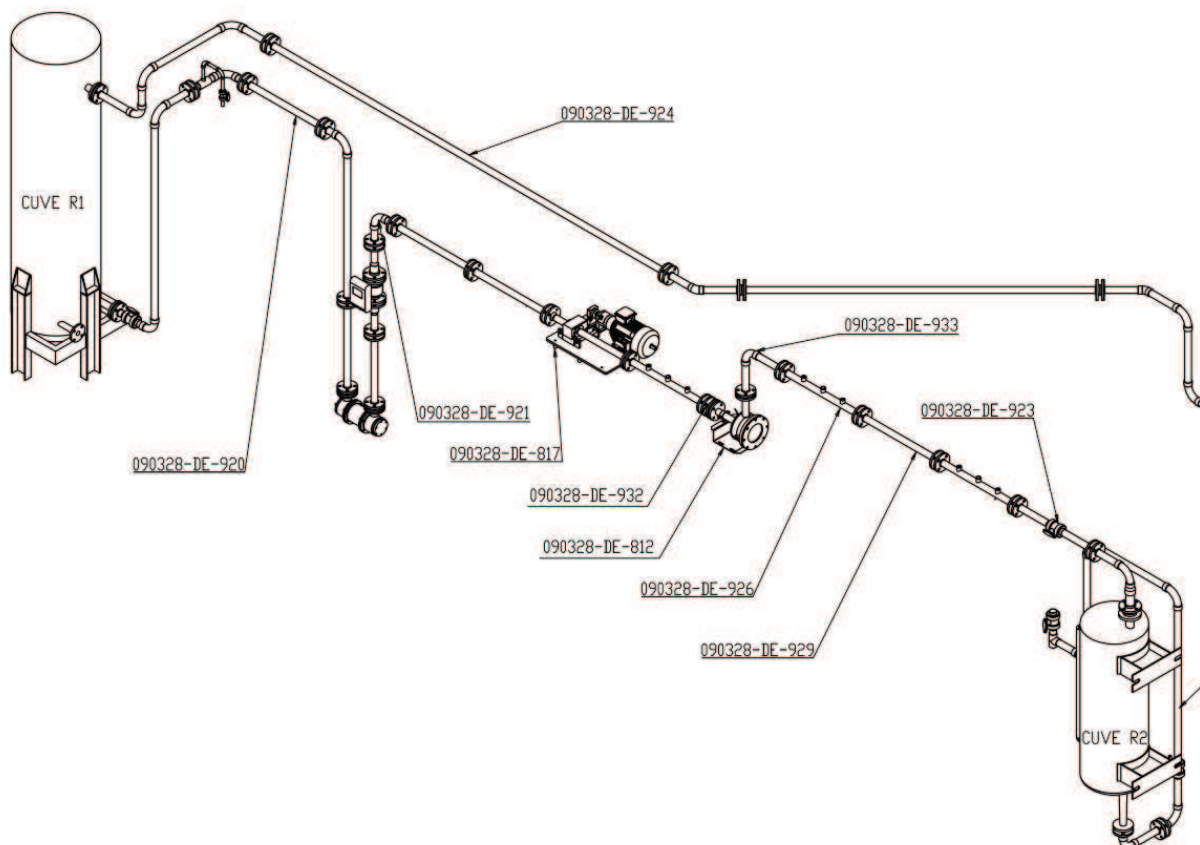


Figure 5.6 : Configuration campagne VDR

Pour cette campagne, le double coude a été remplacé par une veine radiale divergente. Les tests sont effectués pour de points de fonctionnement différents, à plusieurs courses, et sur toute la

gamme de fréquences de 5 à 50Hz. Les tests de la veine VDR effectués ont pu permettre de se familiariser avec le fonctionnement en régime cavitant du banc et d'observer des bruits qui sont caractéristiques de la cavitation que l'on pourra retrouver par la suite lors de l'étude d'autres organes.

La veine radiale divergente a été développée au sein du CREMHyG pour l'étude des différents phénomènes liés à la cavitation, notamment l'émulsion. Il ne s'agit pas d'une géométrie standard et son comportement reste très peu connu. Il n'existe pas d'étude caractérisant sa fonction de transfert à ce jour. La veine VDR, comme on peut le voir sur la Figure 5.7, cavite dans la partie divergente, qui est visible derrière la partie transparente en plexiglas. Lorsque la cavitation n'est pas très développée, on peut aussi voir la chambre annulaire de répartition de gaz qui collecte la plus grande partie de la phase gazeuse. Durant les essais, nous avons testé plusieurs points de fonctionnement du banc en pression et en débit, et on s'est rendu compte que la veine VDR générait une perte de charges très importante et que la pression dans la conduite de refoulement pouvait descendre jusqu'à 0.25bar absolue. Les fluctuations de pression à l'aval de la VDR étaient elles aussi très amorties.

La Figure 5.6 présente la configuration du banc Cavhyte testée lors de la campagne VDR. Pour cette configuration de la veine radiale divergente les capteurs de pression fluctuante ont été placés en amont et en aval de la veine, mais aussi en aval de l'accumulateur pressurisé à 2 bars ce qui a permis aussi d'effectuer un certain nombre de tests de caractérisation de l'accumulateur. Durant les essais plusieurs courses de piston ont été testées sur le modulateur entre 0.01 et 1mm. En règle générale le mode hydraulique a été détecté à 18Hz pour les deux régimes de fonctionnement de la VDR. Ce mode s'est traduit par des vibrations de la boucle de retour en PVC et a très peu affecté la partie en inox. En revanche, les vibrations à des fréquences supérieures à 35Hz sont généralement des ondes de choc. Notamment les tests de 48 à 50Hz présentent des pics de plusieurs bars en amplitude.

Un point intéressant qui a été constaté durant les essais de la VDR a été le changement de régime de cavitation. Ce changement s'est produit suite au remplissage du réservoir principal en eau de ville et les causes les plus probables du changement du régime sont sans doute la qualité de l'eau ainsi que le niveau d'eau dans le réservoir.

Les deux régimes de cavitation sont présentés sur les photos de la Figure 5.7 et sont caractérisés par un comportement différent : pour le premier régime la cavitation se produit par un nuage de bulles éclatées le régime concerné est plus difficile à atteindre, car il arrive à des régimes pompe plus importants et des débits plus élevés. On remarque que la chambre annulaire de répartition de gaz est quasiment remplie d'eau avec des petites bulles de gaz dissous qui apparaissent lors de l'essai. Le deuxième type de cavitation se caractérise par un disque continu de cavitation et une chambre annulaire de répartition de gaz presque entièrement remplie de gaz même pour une cavitation très peu développée.

[MAJ 2010] définit pour la veine radiale divergente le nombre de cavitation  $\sigma$  par :

$$\sigma = \frac{P_s - P_{vap}}{P_e - P_s} \quad \text{Équation 5.3}$$



Le premier régime la cavitation apparait pour des valeurs de sigma inférieures à 1, alors que pour le deuxième régime le sigma d'apparition vaut 2. Les débits au-dessus desquels la cavitation apparait valent 1.7L/s pour le premier régime et 1.1L/s pour le second régime.

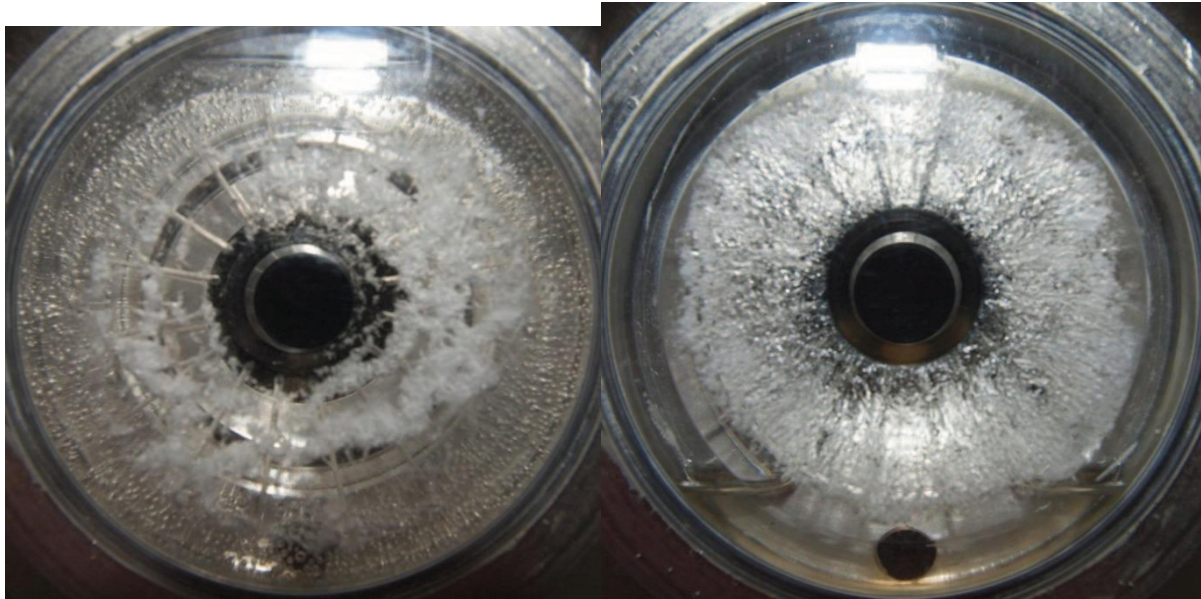


Figure 5.7 : Le premier et le second régimes de cavitation

Lors de la campagne de test il a été possible d'obtenir des fonctions de transfert de la VDR à des différents régimes de fonctionnement : pour le premier régime pour  $\sigma=0.34$  avec le débit  $Q=2.23\text{L/s}$  et pour le second régime pour deux valeurs de sigma :  $\sigma=0.18$  avec le débit  $Q=1.32\text{L/s}$  et  $\sigma=0.46$  avec le débit  $Q=1.2\text{L/s}$ . De plus, plusieurs essais de type chirp ont été effectués au premier régime de fonctionnement, ce qui permet notamment de comparer les résultats avec une identification utilisant le signal d'entrée fréquence par fréquence de 5 à 50Hz.

Le premier régime la cavitation apparait pour les valeurs de  $\sigma$  inférieures à 1, mais pour notre étude nous allons étudier le cas d'une cavitation très développée. Nous rappelons la valeur du coefficient  $\sigma_v = \frac{P_s - P_{vap}}{P_e - P_s}$  pour une vanne. Le point de fonctionnement choisi correspond au régime maximal de la pompe d'entraînement (1500rpm, ou 25Hz). La photo de gauche de la Figure 5.7 illustre le comportement de la VDR pour ce régime. Sur les vidéos enregistrées pour ce régime de cavitation il est très difficile de voir les poches de cavitation pulser à cause de leur nature éparse. Les vecteurs linéairement indépendants ont été obtenus grâce aux différents réglages de la course du piston. Les paramètres de fonctionnement lors des essais valent  $\sigma=0.34$  et  $Q=2.23\text{L/s}$ .

Le second régime de cavitation apparait pour les valeurs de sigma inférieures à 2 et se traduit par un disque de cavitation continu et la chambre annulaire de répartition de gaz quasiment remplie de gaz, même pour une cavitation peu importante, telle qu'elle est montrée sur la photo de droite de la Figure 5.7. Cependant il est assez difficile de modéliser l'influence de ce volume de gaz dans la représentation RLC du système. Les vidéos réalisées à l'aide d'une caméra rapide permettent de visualiser avec une bonne précision la pulsation des poches de cavitation pour le second régime grâce à leur nature continue.

Au final, la campagne d'essais de la VDR a été une étape très utile dans la mise en œuvre de la méthodologie du post-traitement et a permis de caractériser quelques phénomènes liés à la cavitation. Pour cette campagne, contrairement aux précédentes, les modulations ont été effectuées sur toute la gamme fréquentielle de 5 à 50 Hz, et donc aucune des fréquences n'a été identifiée à partir d'harmoniques. De plus, les critères harmoniques ont pu être développés lors de la campagne ainsi que l'algorithme de la recherche itérative de la célérité, présentées dans le chapitre 6.

### 5.3.5. Configuration pour la campagne Siebec

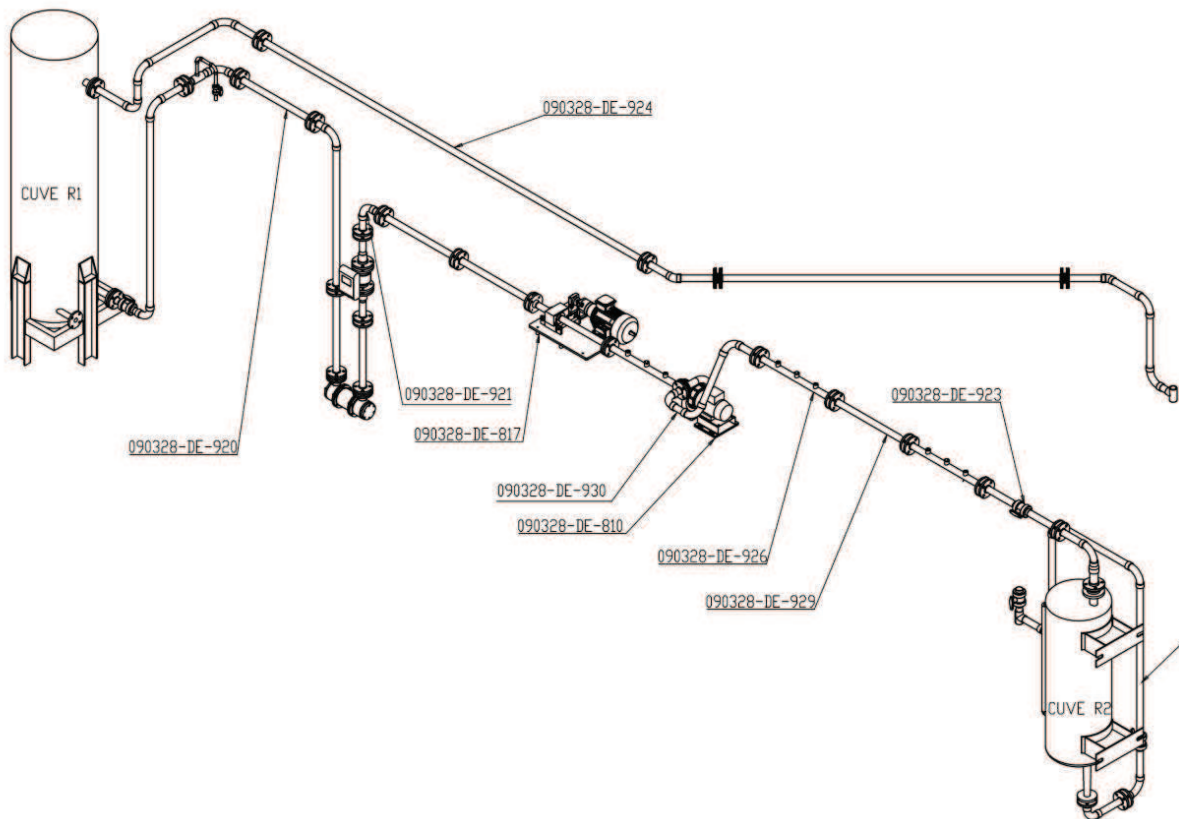


Figure 5.8 : Configuration du banc Cavhyte pour la campagne Siebec

Pour cette campagne d'essais la veine VDR a été remplacée par la pompe centrifuge du type Siebec A19. Il y a eu deux sous-campagnes, une pour le régime non-cavitant et l'autre pour le régime cavitant. Lors de la première sous-campagne la méthodologie d'essais a été perfectionnée et amenée au stade final et puis testée sur la campagne de cavitation. De plus, les points de fonctionnement de la pompe ont été extrêmement bien respectés entre les différentes courses, ce qui a permis entre autres une identification très précise de l'accumulateur aval gonflé à 2bar. En effet, la matrice de transfert de l'accumulateur est fort dépendante du point de fonctionnement du banc, tout comme le prédit sa modélisation RLC présentée dans le chapitre 4. Le critère de décolinéarisation a pu être conçu lors de la première sous-campagne et son utilité a pu être confirmée sur tous les résultats de mesures, ce qui sera décrit dans le chapitre 7.

La mise en place de la pompe Siebec sur le banc d'essais s'est avéré être un vrai défi technique, car la volute d'origine a été remplacée par une volute constituée d'un matériau plus flexible, et l'étanchéité de l'interface entre la volute et le reste du banc a été difficile à assurer. Par conséquent



la pression de sortie pompe devait rester de l'ordre de 1 bar pour éviter les fuites ou les aspirations d'air.

Le deuxième défi de la mise en place a été l'apparition des bulles d'air en amont de la pompe. En effet, la source des bulles d'air était la vanne anti-cavitante. L'eau dans le réservoir amont était à la pression atmosphérique par conséquent lors du passage de la vanne anti-cavitante les gaz dissous devenaient occlus et formaient les bulles d'air. Le problème a été résolu en enlevant la vanne anti-cavitante et en faisant marcher la pompe à vide pour dégazer le réservoir amont. D'autre part on peut ajouter que la mise en cavitation de la pompe n'a pas été très simple à réaliser, car le NPSH (Net Positive Suction Head) du modèle A19 est très faible (de l'ordre de 0.1bar, comme le montrent les courbes données par le fabricant présentées dans le chapitre 4) et n'a été que très peu modifié par la mise en place de la nouvelle volute. Les essais de caractérisation statique de la pompe ont été réalisés avant de procéder à la campagne et présentées sur la figure suivante :

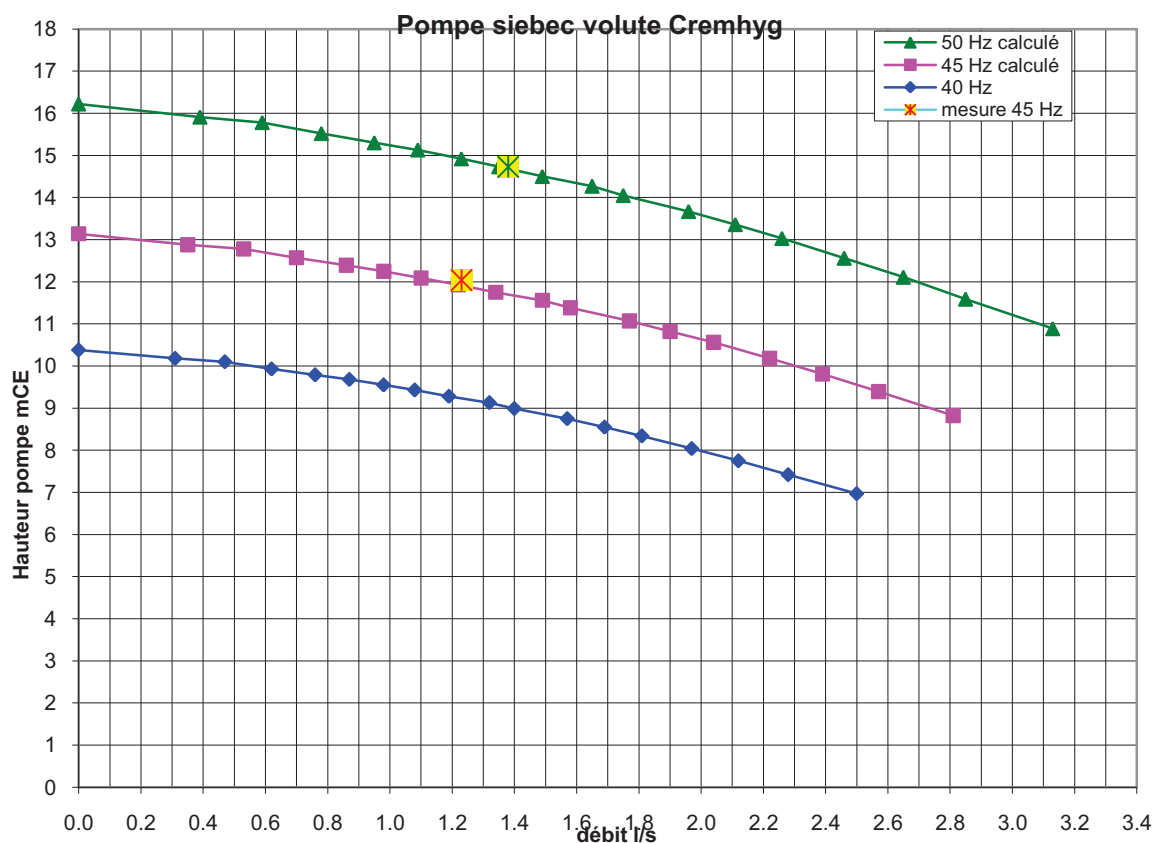


Figure 5.9 : Courbes caractéristiques de la pompe pour les différents régimes et vitesses de rotation

En même temps, la courbe de chute de performance présentée sur la Figure 5.10 due à la cavitation pour le régime de 50Hz de rotation de la pompe montre une chute très tardive, pour une pression statique mesurée en entrée très faible. Pour les autres régimes étudiés, cette chute intervient pour la pression d'entrée encore plus faible.

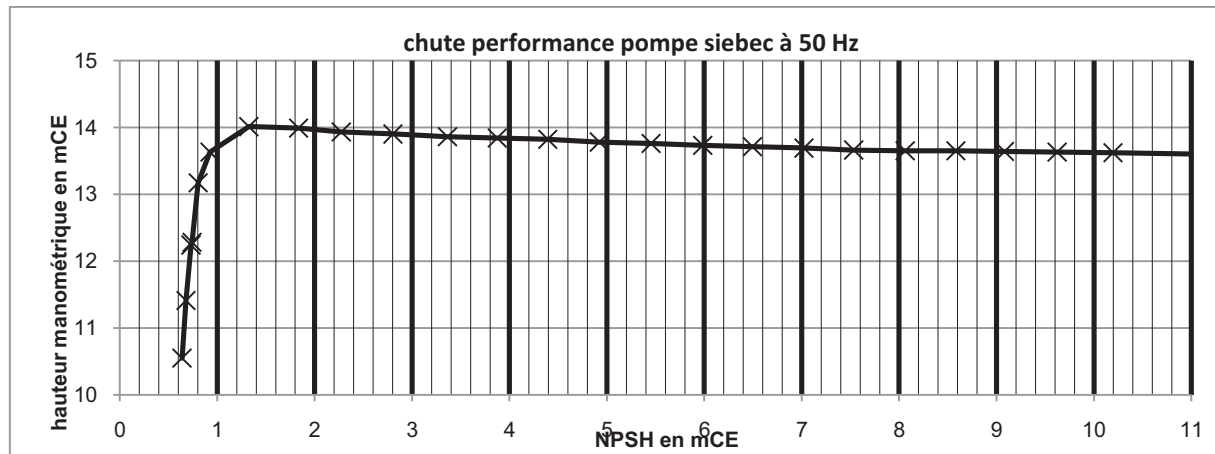


Figure 5.10 : Courbe de chute de performance due à la cavitation

Contrairement aux autres organes, les essais de la pompe ont permis de mesurer un très grand nombre de données permettant des études de répétabilité. En effet chaque point de fonctionnement a été testé sur quatre courses différentes et donc ceci a permis de calculer 6 points par fréquence correspondant à 6 couples de courses qu'on peut considérer à partir des quatre courses testées. Les points de fonctionnement testés correspondent à quatre débits et pressions moyennes différentes (1.0, 1.2, 1.4 et 1.6 L/s). En revanche il y a eu deux sous-campagnes d'essais pour le régime non-cavitant, une première campagne sur les essais basses fréquences (5-15Hz) et une deuxième pour les hautes fréquences, jusqu'à ce que l'amplitude des fluctuations de pression générées par le modulateur ne dépasse le seuil de la pression moyenne, qui engendrerait des pics de pression. Pour la course la plus élevée de cette campagne haute fréquence, les pics de choc sont apparus entre 25 et 30 Hz pour les différents points de fonctionnement, ce qui correspond au seuil maximal de la caractérisation de la fonction de transfert qu'il a été possible d'obtenir pour cette campagne pour éviter tout risque matériel. Pour le régime cavitant, le test a été effectué pour quatre points de fonctionnement : 45 Hz et 50Hz, en cavitation et hors cavitation, afin de pouvoir comparer le comportement cavitant et non-cavitant et notamment de noter des fréquences de fluctuation qui correspondent à la cavitation.

Comme la pompe Siebec est un organe actif, il a été possible de noter un certain nombre de fréquences générées par le fonctionnement de la pompe, ainsi que des fréquences de fluctuation de pression causées par la cavitation. Ainsi pour des différents régimes de fonctionnement de la pompe Siebec, des fréquences de fluctuation de pression apparaissaient de manière indépendante de la fréquence de modulation. Très souvent il s'agissait des fréquences de rotation de la pompe (10, 20, 30, 40 Hz pour la première campagne d'essais, en régime non-cavitant) ou bien 45, 50Hz en régime cavitant. De plus, un certain nombre de fréquences inférieures à la fréquence de rotation de la pompe ont été observées. Il s'agit par exemple de la fréquence de 7Hz pour la rotation de la pompe de 30Hz, et la fréquence de 19Hz pour la fréquence de 45Hz pour la deuxième campagne et les raies à 11 et 22Hz pour la rotation de pompe de 50Hz. Ces raies ont été observés plutôt à l'aval de la pompe. De plus les mêmes raies ont été observées en régime cavitant ou non cavitant. En régime cavitant, on note très souvent l'apparition d'un domaine fréquentiel (de 5-10Hz) où les harmoniques de modulation sont amplifiés. En revanche, contrairement à la campagne de la caractérisation du coude, où les harmoniques se produisaient de manière régulière, pour cette campagne elles n'étaient que très rarement observées.

Lors de la campagne de la caractérisation de la pompe, deux tronçons intensimétriques étaient situés en amont et en aval de l'accumulateur. Le point de fonctionnement du banc était reproduit de manière très précise entre plusieurs courses de piston, ce qui a permis entre autres une caractérisation efficace de l'accumulateur.

### **5.4.Conclusion**

La caractérisation de tous les organes de la branche acoustique du banc ont été effectués lors des campagnes d'essais. Il a été possible d'obtenir les données d'essais et des mesures qui permettent de lancer l'identification des organes étudiés. Cependant, le comportement vibratoire du banc d'essais a été assez différent de celui prévu lors de la simulation décrite au chapitre 4, dans le sens où l'on observe non seulement la raie à 19Hz mais aussi plusieurs autres raies sur le signal de pression, mais sans pour autant compromettre la partie expérimentale. En effet lors des essais différents phénomènes ont été observés, dont certains ont été bénéfiques (par exemple les harmoniques de modulation) ou néfastes (par exemple la présence des bulles d'air lors de la campagne de la pompe).

Pour la suite de la thèse d'autres tests sont prévus sur d'autres composants : la pompe spatiale HM7 et les dispositifs de suppression Pogo. Ces composants font partie de la branche acoustique de moteur fusée et seront étudiés dans de futurs travaux.

Le chapitre suivant traite le post-traitement des mesures de toutes les campagnes d'essais (coude, VDR, Siebec) dont l'acquisition a été présentée dans le chapitre précédent. Tout d'abord nous parlerons de la méthode de post-traitement de la mesure de la pression fluctuante, de la mesure de la célérité du son et de la reconstitution du débit. En effet, l'étude présentée dans le chapitre 3 n'a pas pu prévoir tous les phénomènes qui ont été observés lors des campagnes expérimentales, c'est pourquoi notamment la méthode de la mesure de la célérité du son a dû être adaptée pour répondre aux nouvelles exigences.

### 6. Post-traitement des mesures : résultats expérimentaux

Pour que l'identification des organes hydrauliques soit fiable, il est nécessaire de s'assurer de la bonne qualité des mesures de pression, de l'évaluation de la célérité et de la reconstitution du débit, dont dépendra la matrice de transfert.

#### 6.1. Affichage des signaux temporels et fréquentiels

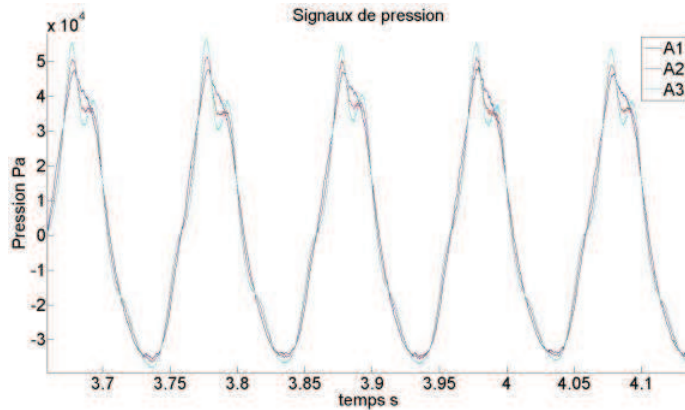


Figure 6.1 : Signal temporel de pression enregistré

Les signaux affichés par le système d'acquisition sont en  $\pm 10V$ , mais en connaissant les sensibilités des capteurs PCB on peut calculer la pression au niveau du capteur. La Figure 6.1 et la Figure 6.2 montrent un exemple des signaux temporels et leur spectre fréquentiel correspondant, prises pour l'essai de modulation à 10Hz pour une configuration du banc Cavhyte avec le double coude, pour une course de 0.7mm.

On peut voir sur ces figures que les capteurs de pression, ici en amont du modulateur donnent des valeurs cohérentes de pression. Le capteur le plus proche du modulateur,  $A_3$  lit la pression la plus élevée, et  $A_1$  qui est le plus éloigné du modulateur lit la pression la plus faible des trois. Pour tous les essais observés, les capteurs  $A_i$  et  $B_i$ , placés immédiatement en amont et en aval du modulateur donnaient les pressions les plus élevées, du même ordre de grandeur, et les fluctuations de pression diminuaient au fur et à mesure que l'on s'éloignait du modulateur. Les capteurs de pression  $C_i$ , placés à l'aval du coude donnaient les fluctuations de pression moins importantes.

#### 6.2. Essais de démarrage du modulateur

Les graphes affichés sur la Figure 6.3, la Figure 6.4, la Figure 6.5 et la Figure 6.6 montrent les signaux obtenus lorsqu'on démarre le modulateur avec ou sans débit dans la boucle. On remarque que le rapport signal sur bruit est très faible à débit nul dans le banc. Pour un débit de 1.6L/s on peut aussi

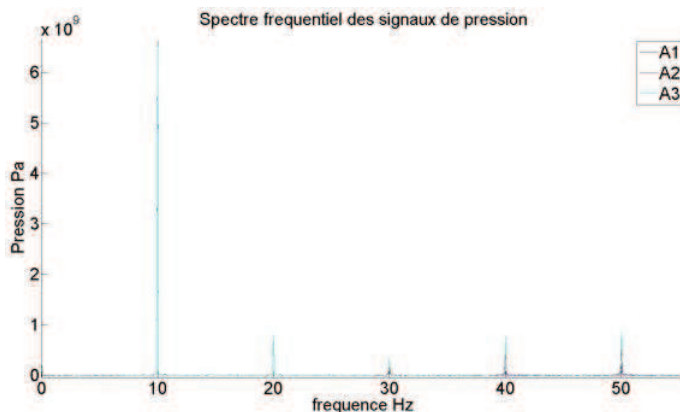


Figure 6.2 : Spectre fréquentiel du signal de pression

estimer le niveau du bruit et le temps nécessaire pour que le régime s'établisse. Pour ces essais, la course du piston a été réglée à 3mm et la fréquence de modulation à 5Hz.

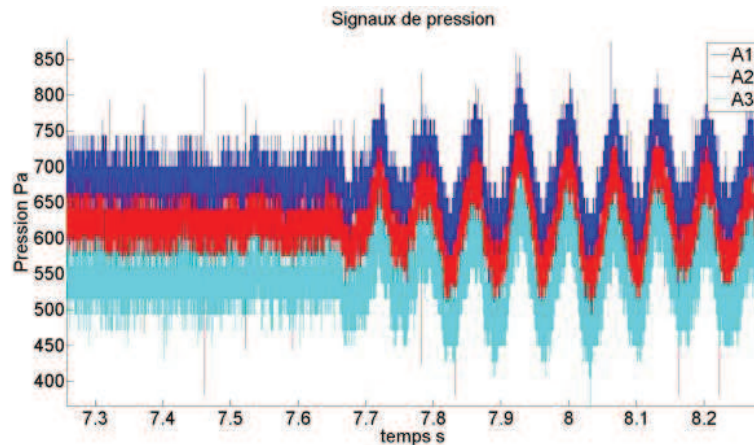


Figure 6.3 : Démarrage du modulateur à débit nul

D'après la figure précédente, à débit nul les fluctuations générées par le modulateur étaient très faibles et noyées dans le bruit (même si la course est de 3mm avec et sans débit). Ceci était peut-être dû à un défaut de purge du circuit, les capteurs de pression dynamique (installés sur le haut de la conduite) pouvaient se retrouver en contact avec les bulles d'air dans le banc d'essais à débit nul. Après l'installation de purge supplémentaire, un autre test a été effectué pour savoir si on peut retrouver la même allure des fluctuations de pression à débit nul. La courbe montre des fluctuations de pression de même niveau que pour un débit non-nul :

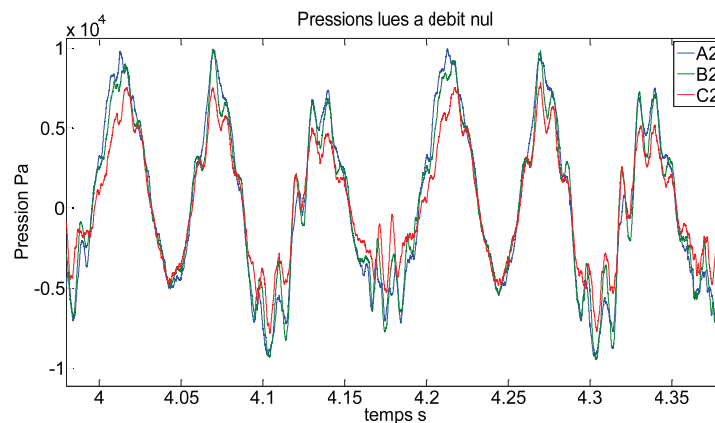


Figure 6.4 : Pressions lues à débit nul

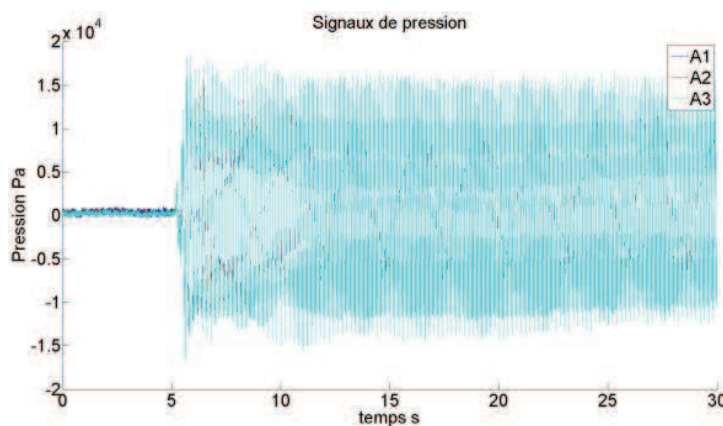


Figure 6.5 : Démarrage du modulateur à 1.6L/s Débit

Pour les essais avec un débit de 1.6L/s on peut voir que le niveau de bruit est négligeable devant le signal : l'amplitude de fluctuations de pression liées au bruit avant le début des fluctuations est de l'ordre de 100Pa, alors que les fluctuations de pressions générées par le modulateur sont de l'ordre de 30kPa. Sur la Figure 6.5 le

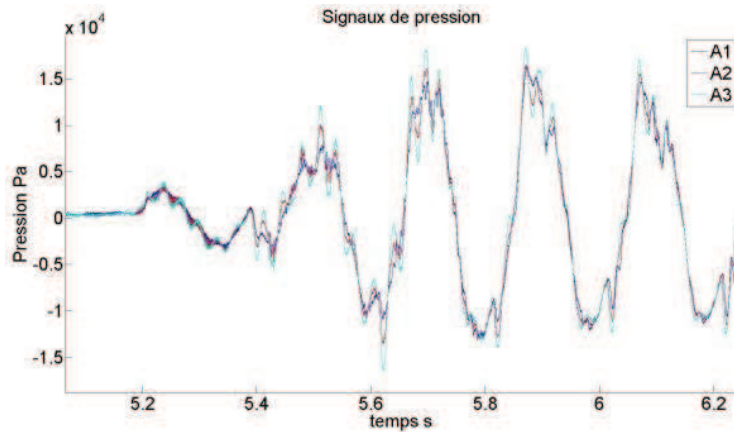


Figure 6.6 : Démarrage du modulateur à 1.6L/s  
Débit, zoom

modulateur est démarré 5 secondes après le début de l'acquisition. On peut remarquer sur les courbes que le temps nécessaire pour que la pression s'établisse complètement est de l'ordre de 5 secondes, même si l'amplitude des fluctuations est atteinte au bout de trois oscillations.

### 6.3.Détermination de la célérité du son

La célérité du son qui se propage dans une conduite cylindrique est une grandeur fondamentale pour la reconstitution du débit fluctuant par la méthode de l'intensimétrie hydroacoustique, et par conséquent cette information est primordiale dans la procédure d'identification de la fonction de transfert d'un organe. Le présent paragraphe sert à introduire la méthode de reconstitution de la célérité du son employée lors des essais du banc Cavhyte. Cette méthode s'appuie sur la mesure de pressions fluctuantes par les trois capteurs PCB espacés de 30cm l'un de l'autre. Les formules théoriques à l'origine de cette méthode ont été décrites dans [BLOMMAERT 2000, CHARLEY 2001, MARIE-MAGDELEINE 2012] ainsi que dans le chapitre 2 de ce mémoire. Cependant la précision de la mesure de la célérité du son par ces formules s'avère plus complexe dans la pratique que dans la théorie, car les incertitudes de mesure sur certains domaines de fréquences peuvent rendre la méthode inexploitable.

#### 6.3.1. Rappel du principe

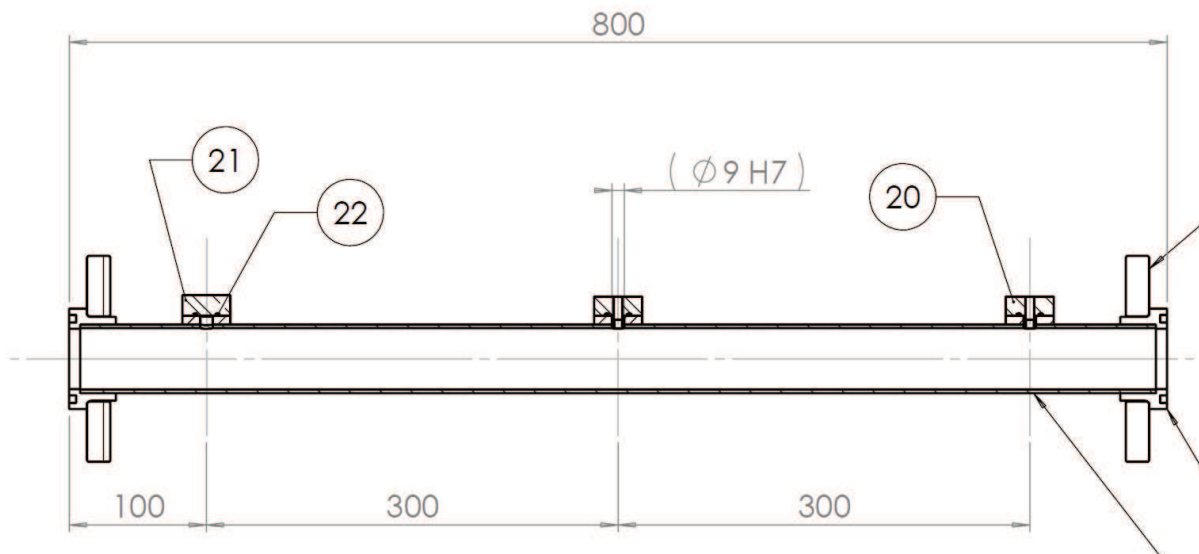


Figure 6.7 : Schéma du tronçon intensimétrique

La Figure 6.7 montre un schéma du tronçon intensimétrique utilisé pour mesurer la célérité et le débit fluctuant qui traverse la conduite. Les capteurs de pression fluctuante sont installés dans les bossages en céramique espacés de 30cm. La justification de cette implémentation est présentée dans le chapitre 3.



## Post-traitement des mesures

Les trois capteurs de pression fluctuante sont de type piézoélectrique et mesurent uniquement la composante instationnaire de la pression. On appelle  $P_1$ ,  $P_2$  et  $P_3$  les transformées de Fourier des signaux de pression lus sur les trois capteurs, et on fait l'hypothèse que la pression fluctuante dans une conduite cylindrique a un comportement propagatif d'une somme d'une onde plane progressive A (prise sur tout le domaine fréquentiel  $f$ ) qui se propage dans le sens de l'écoulement avec une autre onde B qui se propage dans le sens contraire. On peut alors écrire que :

$$P_1 = \rho g(A(f)e^{ikl} + B(f)e^{-ikl}) \quad \text{Équation 6.1}$$

$$P_2 = \rho g(A(f) + B(f)) \quad \text{Équation 6.2}$$

$$P_3 = \rho g(A(f)e^{-ikl} + B(f)e^{ikl}) \quad \text{Équation 6.3}$$

On note  $l$  la longueur séparant les capteurs, et  $k = \frac{2\pi f}{a}$  le nombre d'onde avec  $f$  la fréquence et  $a$  la célérité. Alors on remarque que

$$\frac{P_1 + P_3}{2P_2} = \frac{e^{ikl} + e^{-ikl}}{2} = \cos\left(\frac{2\pi fl}{a}\right) \quad \text{Équation 6.4}$$

Et la célérité du son  $a$  s'exprime comme :

$$a = \frac{2\pi fl}{\arccos\left(\left\|\frac{P_1(f) + P_3(f)}{2P_2(f)}\right\|\right)} \quad \text{Équation 6.5}$$

Où  $f$  la fréquence de modulation,  $P_1$ ,  $P_2$  et  $P_3$  sont les valeurs des transformées de Fourier des signaux de pression prises à la fréquence de modulation, et  $l$  la distance entre deux capteurs successifs, soit 0.3m. On fait l'hypothèse que la célérité de l'onde ne dépend pas de la fréquence. Théoriquement l'utilisateur serait capable de retrouver la valeur de la célérité à partir de n'importe quelle fréquence  $f$ . Cependant l'étude proposée dans l'article [MARIE-MAGDELEINE, 2012] montre que la précision de la mesure est d'autant plus juste que les valeurs de  $P_1(f)$ ,  $P_2(f)$  et  $P_3(f)$  sont élevées, ce qui correspond en pratique à des harmoniques de modulation. Dans le cas où la fréquence ne correspond pas à la fréquence de modulation, les valeurs de  $P_1(f)$ ,  $P_2(f)$  et  $P_3(f)$  correspondraient à du bruit et ne permettraient pas de retrouver une valeur de célérité proche de la valeur réelle.

La célérité du son  $a$  calculée à partir des mesures grâce à la formule précédente peut être comparée à la formule théorique (qui donne 1370m/s) :

$$a = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{\rho_{\text{fluide}} c^2 D_i}{eE}}} \quad \text{Équation 6.6}$$

En notant  $E$  le module de Young du matériau de la conduite,  $e$  l'épaisseur de la conduite,  $D_i$  le diamètre interne et  $c$  la célérité du son dans l'eau dans le milieu infini. Dans notre cas la célérité théorique vaut 1370m/s. La célérité du son dans l'eau dans le milieu infini est 1480m/s par conséquent la valeur réelle de la célérité dans notre expérience doit être inférieure à cette valeur.

On peut aussi comparer la valeur trouvée aux résultats de tests de coup de marteau effectués sur le banc d'essais et décrits dans le paragraphe 6.3.3. Ces tests permettent de mesurer la célérité de l'onde qui se propage dans un seul sens après un coup de marteau à partir des mesures du temps que met l'onde à parcourir la distance séparant les capteurs. La valeur retrouvée par ces essais est très proche de la valeur théorique (1370 m/s), mais possède une incertitude de l'ordre de 7 à 10%, soit de 100m/s, car le temps de passage est d'environ 15 périodes d'échantillonnage à une fréquence de 32kHz. L'incertitude vaut toujours  $1T_e$ , soit 1/15 de la mesure pour cette valeur de célérité.

### 6.3.2. Application de la formule théorique

Les simulations numériques de reconstitution du débit ont montré la précision de la formule 6.5 ainsi que sa robustesse vis-à-vis des incertitudes de mesure [MARIE-MAGDELEINE 2012]. Cependant sur l'expérience physique les résultats fournis sont aberrants : par exemple, pour l'essai de 30 avril 2012 à 8Hz, on obtient sur le tronçon A une célérité de -100i m/s (imaginaire), 107 m/s sur le tronçon B et 70m/s sur le tronçon C. Les valeurs pour tous les autres essais sont de même ordre de grandeur.

En revanche lorsque cette formule est appliquée sur les essais de coup de marteau décrits dans le paragraphe suivant, on trouve des valeurs plus réalistes. Par exemple pour les capteurs B1, B2 et B3 les valeurs trouvées lors des tests sont respectivement 1317, 1243 et 1441m/s pour les trois premiers tests de coup de marteau. Une explication plus détaillée est proposée au paragraphe 6.3.5.

### 6.3.3. Coup de marteau

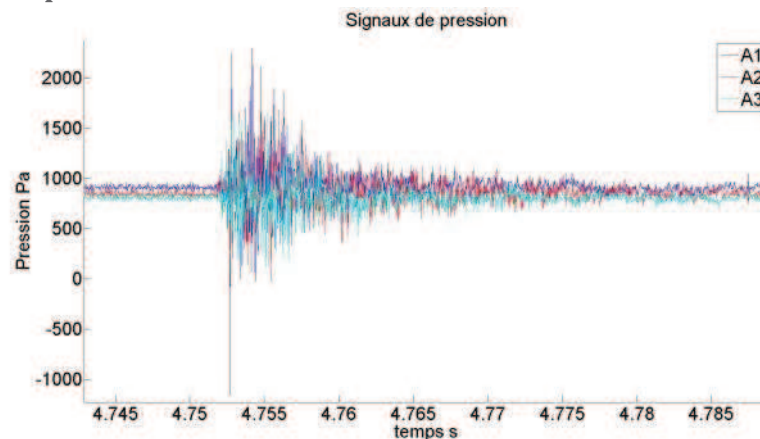


Figure 6.8 : Coup de marteau à débit nul

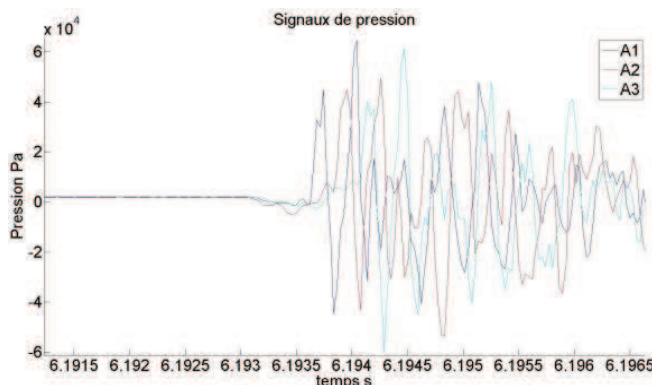


Figure 6.9 : Coup de marteau débit 1.6L/s, zoom

Les graphes de la Figure 6.10, Figure 6.8 et Figure 6.9 montrent les mesures de pression suite à un coup de marteau. La méthode la plus simple pour déterminer la vitesse du son dans le tuyau consiste à lancer l'acquisition puis de donner un coup de marteau sur la conduite. Comme dans le paragraphe précédent ce test a d'abord été conduit à débit nul et puis en mettant en route la pompe à débit de 1.6L/s. Comme dans le cas du démarrage du

modulateur et dans le cas du débit nul, le signal généré par le coup de marteau à une amplitude

moins élevée que dans le cas où la pompe a été mise en route, et donc le rapport signal sur bruit est moins élevé. La figure 10 montre un zoom sur l'instant du coup de marteau. On peut voir le temps de propagation de l'onde entre les différents capteurs de pression. Le temps nécessaire pour que l'onde se propage du capteur 1 au capteur 3 est de 15 périodes d'échantillonnage ce qui correspond à 1320m/s.

Dans notre cas pour une conduite en acier inoxydable de diamètre intérieur 0.43mm d'épaisseur 2mm et de module de Young d'environ 200GPa, la célérité vaut environ 1370m/s. Par conséquent la détermination de la célérité par la méthode du coup de marteau permet de retrouver une valeur très proche de celle attendue en théorie.

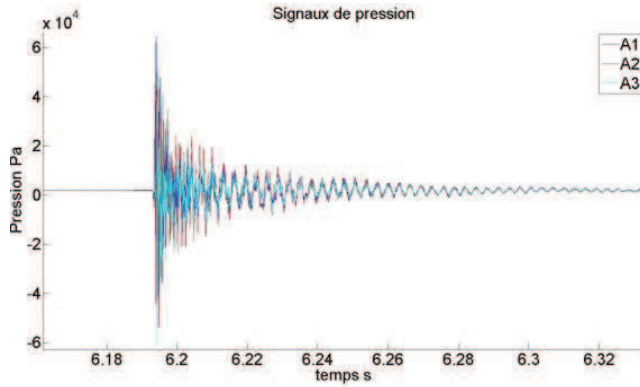


Figure 6.10 : Coup de marteau débit 1.6L/s

### 6.3.4. Robustesse vis-à-vis des incertitudes : bruit

Le premier type d'erreur de la mesure est du type additif dans la mesure où l'erreur est rajoutée à une mesure 'idéale', mais reste petite devant celle-ci. Les articles des congrès CAV et IAHR2012 [MARIE-MAGDELEINE 2012] en annexe 2 de ce mémoire présentent un calcul d'incertitudes de mesure liées au bruit. Il est important de souligner que plus la durée d'acquisition est longue, plus l'incertitude liée

au bruit est faible, d'après le théorème de Parseval. Au final on peut exprimer l'erreur  $\eta$  sur l'estimation de la célérité en fonction des erreurs sur la transformée de Fourier sur P1, P2 et P3 (qui peuvent elles-mêmes être liées au bruit du signal par le théorème de Parseval) par la formule suivant :

$$\frac{\eta_a}{a} = \frac{\eta_2}{2P_2} - \frac{2\eta_2 - \eta_1 - \eta_3}{2(2P_2 - P_1 - P_3)} \quad \text{Équation 6.7}$$

L'écart-type de l'erreur peut s'exprimer à partir de la loi de propagation d'incertitudes de mesure par la formule suivante [PRIEL 1999] :

$$\sigma_a^2 = \frac{\left( \sigma_{\eta_1}^2 + \sigma_{\eta_3}^2 + \left( \frac{P_1 + P_3}{P_2} \right)^2 \sigma_{\eta_2}^2 \right) 4\pi^2 f^2 l^2}{(4P_2^2 - (P_1 + P_3)^2) \cdot \arccos^2 \left( \frac{P_1 + P_3}{2P_2} \right)} \quad \text{Équation 6.8}$$

A partir des signaux de 10s à 30kHz simulés par un code 1D utilisant l'équation de Saint-Venant (présentés dans le chapitre 2) et bruités artificiellement par un bruit blanc gaussien de 7% d'étendue de mesure, les erreurs sur la célérité dues au bruit étaient inférieures à 5%. La précision optimale est obtenue pour les fréquences dont le rapport signal sur bruit est minimal. Donc la méthode a été tout d'abord appliquée en prenant la fréquence pour laquelle P1 est maximale, soit typiquement l'harmonique d'excitation dans le cas d'une excitation monofréquentielle.

### 6.3.5. Robustesse vis-à-vis des incertitudes : erreur de calibrage

La deuxième source d'erreur considérée est du type multiplicatif, car l'erreur provient de la multiplication d'une mesure 'idéale' par un facteur de calibrage inconnu, proche de 1. Lors des expériences effectuées pendant la campagne 'zéro' sur la configuration du double coude il s'est avéré que l'application directe de la méthode proposée dans le paragraphe précédent a donné des résultats aberrants, notamment des valeurs de la célérité imaginaires pures sur des séries de capteurs. Ceci venait du fait que les erreurs liées au bruit n'étaient pas les seules sources d'erreur possibles. En effet lorsqu'on prend la formule (6.5) :  $\frac{P_1+P_3}{2P_2} = \cos\left(\frac{2\pi fl}{a}\right)$ , on peut se rendre compte que pour des fréquences d'excitation (5 à 50Hz) le terme  $\frac{2\pi fl}{a}$  est très petit devant 1 (il varie en effet de 0.007 à 0.07). Donc le terme  $\cos\left(\frac{2\pi fl}{a}\right)$  est très proche de 1 et par conséquent la précision sur la valeur de sensibilité nécessaire pour reconstituer correctement la célérité est impossible à obtenir. En effet la sensibilité des capteurs est en moyenne de  $14.50 \pm 0.01 \text{ mV/kPa}$ , ce qui rend nécessaire de prendre des harmoniques à des fréquences supérieures à 400Hz pour que l'erreur sur le terme  $\frac{P_1+P_3}{2P_2}$  due à l'incertitude sur le terme de sensibilité ait suffisamment peu d'influence sur la valeur de la célérité  $a$  (et la valeur du cosinus soit inférieure à 0.9). Donc au final les valeurs de  $P_1$ ,  $P_2$  et  $P_3(f)$  doivent être suffisamment élevées pour minimiser les erreurs 'additives' relatives au bruit et d'autre part la fréquence des harmoniques doit être suffisamment élevée pour minimiser l'effet de l'erreur multiplicative éventuelle.

### 6.3.6. Méthode itérative de l'évaluation de la célérité

Paragraphe confidentiel

#### 6.3.6.1. Résultats sur quelques essais

Paragraphe confidentiel

Figure confidentielle

Figure 6.11 : Les valeurs de la célérité

Equation confidentielle

Équation 6.9

#### 6.3.6.2. Résultats sur une campagne d'essais

Figure confidentielle

Figure 6.12 : Convergence de la valeur de célérité

Paragraphe confidentiel

Equation confidentielle

Équation 6.10

### 6.3.7. Méthode par algorithme d'optimisation

Paragraphe confidentiel

Figure confidentielle

Figure 6.13 : FFT des signaux de pression mesuré et reconstitué

Figure 6.14 : Graphe de l'erreur RMS

Figure 6.15 : Reconstitution de la pression avec une valeur précise de la célérité

Figure 6.16 : Reconstitution du débit

## 6.4.Extrapolation des pressions fluctuantes

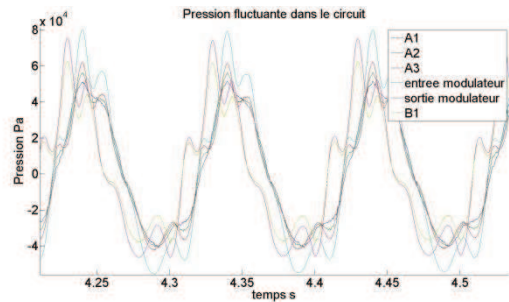


Figure 6.18a : Pression fluctuante près du modulateur

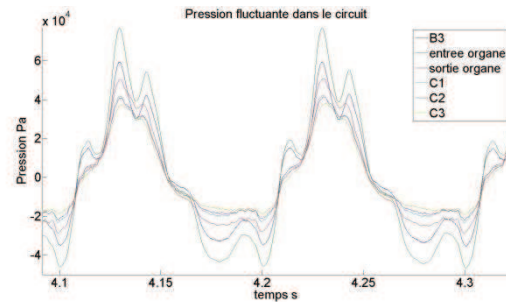


Figure 6.18b : Pression fluctuante près de l'organe

La Figure 6.18 montre les fluctuations de pression près du modulateur et de l'organe cavitant. Les valeurs de pression fluctuante peuvent être extrapolées en dehors de la section de mesure en utilisant la formule suivante [LAURO 1998] :

$$P(x, f) = A(f)e^{-jkx} + B(f)e^{jkx} \quad \text{Équation 6.12}$$

Où A et B sont les ondes de pression montante et descendante, x l'abscisse et k le nombre d'onde calculé à partir de la célérité (la valeur de célérité utilisée est celle qui est calculée par les tests du coup de marteau). Dans le cas du modulateur il est intéressant de tester l'hypothèse de la continuité de pression adoptée lors de la simulation du banc. La Figure 18 montre un déphasage entre la valeur à l'entrée et celle à la sortie du modulateur, mais l'allure des courbes est très similaire. Cependant on peut noter que l'extrapolation du signal de pression peut rajouter des termes d'erreur supplémentaires. Ainsi dans le chapitre 4 le système coude sera identifié entre les positions des capteurs B2 et C2, ce qui offre une meilleure précision.

A partir des données de pression reconstituées au niveau de l'entrée et de la sortie du modulateur il est possible de reconstruire la différence relative entre les transformées de Fourier des pressions en entrée et en sortie du modulateur à la fréquence modulée pour tester l'hypothèse du modulateur. Le critère choisi pour tester le modulateur est :

$$X_{essai} = \sqrt{\frac{\sum_{f=0Hz}^{100Hz} \|P_{em}(f) - P_{sm}(f)\|^2}{\sum_{f=0Hz}^{100Hz} \|P_{sm}(f)\|^2}} \quad \text{Équation 6.13}$$

La Figure 6.19 montre ce rapport  $X_{essai}$  pour les essais du coude :

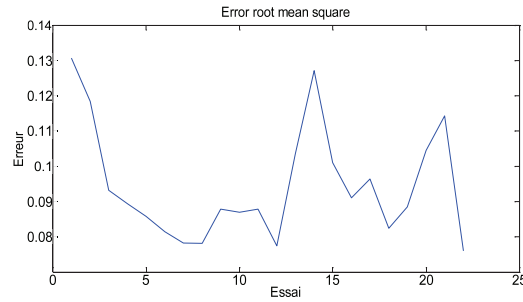


Figure 6.19 : Différence relative entre l'entrée et la sortie du modulateur

Les résultats du diagramme montrent que l'on a une erreur d'environ 10% sur tous les essais effectués. Pour illustration la courbe suivante montre les pressions fluctuantes extrapolées entre l'entrée et la sortie du modulateur lors d'un essai de configuration avec le coude) : en effet les allures sont très proches quel que soit l'instant observé :

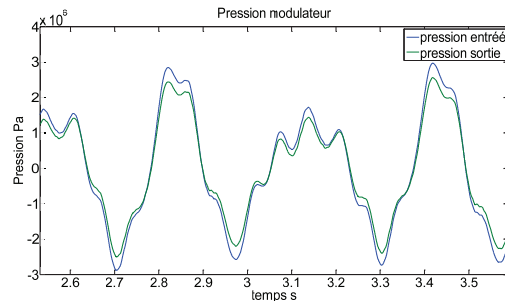


Figure 6.20 : pression extrapolée entrée-sortie modulateur

## 6.5. Calcul débit fluctuant

La formule suivante déduite des résultats du chapitre 2 permet de reconstituer le débit fluctuant en entrée et en sortie de l'organe et du modulateur. Ces informations sont nécessaires pour effectuer l'identification du système.

$$Q(x, f) = \frac{S}{a} (A(f)e^{-jkx} - B(f)e^{jkx}) \quad \text{Équation 6.14}$$

La valeur de la célérité utilisée pour déduire le débit fluctuant est celle mesurée par les tests de coup de marteau, soit 1320m/s. Une éventuelle erreur de quelques dizaines de m/s sur la célérité influe peu sur le signal temporel du débit, en revanche une erreur plus grande, de quelques centaines de m/s peut influencer beaucoup l'allure des courbes. La Figure 6.21 donne la transformée de Fourier inverse des débits fréquentiels obtenus. Cependant pour l'identification du double coude on utilise seulement les valeurs de la transformée de Fourier du débit fluctuant qui correspondent à la fréquence de modulation et des harmoniques.

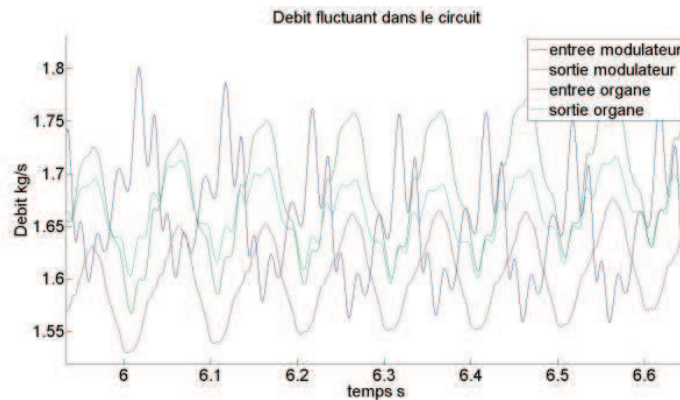


Figure 6.21 : Reconstitution du débit fluctuant

Les débits sur la figure correspondent à un essai de configuration avec le coude, avec une course de 2mm et une fréquence d'excitation de 10Hz. On constate que les courbes affichées ont une allure assez proche de celles du signal de pression. Il semble intéressant de se poser la question de la provenance de la partie très basse fréquence du signal temporel du débit sur la figure ci-dessus, bien qu'un filtrage supplémentaire de très basses fréquences corrige ce phénomène. La célérité prise dans le code dans l'exemple cité est de 1350m/s.

Le signal temporel du débit ne sera pas utilisé lors de l'évaluation empirique de la matrice de transfert pour des signaux fréquence par fréquence. En revanche, sa connaissance est nécessaire lors de l'application de l'algorithme ARMAX présenté dans le chapitre 3, ainsi que d'autres types d'algorithmes d'identification non étudiées au cours de cette thèse.

### 6.6.Comportement des autres variables durant l'acquisition de la pression fluctuante

L'évolution des autres paramètres physiques au cours d'une campagne d'essais a été surveillée et notée, comme celle de la pression et du débit moyen, de la teneur en gaz dissous, et de la température. La pression et le débit moyens ont été tenus constants lorsque la fréquence de modulateur augmentait mais aussi pour les différentes séries lorsque la course du piston variait. Il est important de noter, que les fluctuations de ces paramètres ne faisaient pas varier leur valeur moyenne. La teneur en gaz dissous pouvait varier au cours de la série d'essais, c'est pourquoi un dégazage d'une demi-heure environ était effectué avant la première série d'essais de la journée pour stabiliser ce paramètre. La température en revanche était en légère augmentation lors de la série d'essais (moins d'un degré centigrade entre le début et la fin de la série d'essais). Ce paramètre pouvait être contrôlé mais dans une gamme très réduite en utilisant un échangeur thermique pour ramener la température à la celle de la cuve. Cependant, comme la différence entre le banc et la cuve ne dépassait pas 2°, ce dispositif n'a pas été utilisé.

### 6.7.Conclusion

La mise en place de la débitmétrie instationnaire par trois capteurs de pression fluctuante s'est révélée être un défi technique de taille, surtout pour répondre à l'exigence de l'évaluation précise de la célérité du son dans la conduite, qui est primordiale pour une bonne reconstitution du débit et par conséquent une bonne identification des termes de la matrice de transfert. Cependant des nouveaux algorithmes ont été développés pour la mesure précise de ce paramètre et appliqués avec succès à nos post-traitements.



Ce chapitre présente les résultats obtenus en appliquant les différentes méthodes d'identification sur les résultats du post-traitement des essais décrits dans le chapitre précédent concernant les différents organes étudiés : double coude, VDR, pompe Siebec. On peut notamment voir l'évolution de la méthodologie de la caractérisation de la fonction de transfert au cours des différentes campagnes d'essais effectuées pour que la même méthodologie soit valable quel que soit l'organe à caractériser. Il est intéressant de comparer les fonctions de transfert trouvées par cette méthode aux fonctions de transfert que l'on avait modélisées auparavant par les méthodes du type RLC, dont les modèles sont présentés au chapitre 4. Les analyses présentées ici sont principalement qualitatives et doivent être approfondies dans l'avenir. L'objectif est de mettre en place une méthodologie d'essais, de post-traitement et d'une première évaluation des modèles existants. Des modèles plus pertinents devront être développés en prenant en compte une analyse couplée et plus fine des écoulements cavitants au sein des organes.

## 7. Identification de la fonction de transfert des organes testés

### 7.1. Rappel de la méthode

#### 7.1.1. Ecriture générale de la fonction de transfert d'un élément

La transformée de Laplace est appliquée aux signaux temporels des fluctuations de pression et du débit aux bornes de l'élément à caractériser. On rappelle ici qu'un élément est caractérisé à une fréquence donnée à partir des pressions et débits fluctuants à ces bornes via la forme suivante, proposée par [BRENNEN 1978] :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.1}$$

Où  $Z_m$  est le terme relatif au gain de pression (dans le modèle de base  $Z_m=1+m$  avec  $m$  – le gain de pression),  $Z_M$  est le terme relatif au gain du débit,  $Z_C$  et  $Z_L$  sont respectivement les termes relatifs à la capacité et l'inductance.

#### 7.2. Estimation de la fonction de transfert empirique d'après l'expérience

**Paragraphe confidentiel**

**Equation confidentielle** Équation 7.2

**Equation confidentielle** Équation 7.3

**Equation confidentielle** Équation 7.4

**Equation confidentielle** Équation 7.5

#### 7.3. Rappel d'identification en utilisant la méthode ARMAX

**Paragraphe confidentiel**

**Equation confidentielle** Équation 7.6 **Equation confidentielle** Équation 7.7

**Equation confidentielle** Équation 7.8 **Equation confidentielle** Équation 7.9

**Equation confidentielle** Équation 7.10

### 7.4. Identification du double coude

#### 7.4.1. Modèle de fonction de transfert d'un élément de conduite

Le banc d'essai est utilisé dans sa configuration où l'organe cavitant est remplacé par un coude. Le modèle fourni par Snecma subdivise le système en nœuds de 2cm. Le coude est considéré comme une perte de charge singulière. La matrice RLC proposée par Snecma et utilisée ici pour calculer la fonction de transfert théorique d'un élément de conduite est [PINTIAU 2011] :

$$\begin{pmatrix} P_s \\ Q_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ch(\gamma_{csh}) & -(R + Lp) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \\ -Cp \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} & ch(\gamma_{csh}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_e \\ Q_e \end{pmatrix}$$

Où l'on note  $\gamma_{csh} = \sqrt{(R + Lp)Cp}$ . On note p la variable de Laplace, R la résistance, L l'inductance et C la capacité de l'élément. Les explications pour obtenir ce modèle sont fournies en détail dans le rapport [PINTIAU 2011].

Dans le modèle adopté comme référence les coefficients R, L et C pris pour chaque sous-tronçon de 2cm valent  $R=8.67m^{-1}.s^{-1}$ ,  $L=13.77m^{-1}$ ,  $C=1.55*10^{-11}m.s^2$ . En effet le coefficient de résistance  $R = \frac{16\lambda l q_0}{\rho_{fluide} \pi^2 D^5}$  est tiré de la formule de Darcy-Weisbach (équation 0.9) et dépend de la perte de charge dans le tronçon. L'inductance  $L = \frac{l}{S}$  est le rapport entre la longueur et la section de la conduite. La capacité  $C = \frac{lS}{a^2}$  est le rapport entre le volume interne et le carré de la célérité du son. On remarque que toutes ces grandeurs sont proportionnelles à la longueur du sous tronçon considéré. Les calculs pour évaluer R, L et C sont effectués d'après les formules présentées dans le chapitre 0. Pour le coude, le modèle choisi pour ces calculs consiste à prendre aussi des sous-tronçons de 2cm. Les valeurs de L et de C restent les mêmes. La valeur de la résistance ponctuelle du coude est déduite par l'abaque de Nikuradze,  $R_{coude}=433m^{-1}.s^{-1}$ . La longueur du coude est d'environ 8cm, soit 4 tronçons de 2cm. On a donc pour chaque élément de coude  $R=108m^{-1}.s^{-1}$ . La configuration considérée sur le banc d'essais est composée de 20cm de conduite, un coude, puis 80 cm de conduite puis d'un autre coude. Par conséquent si on note A la matrice de transfert d'une maille de 2cm de tronçon et B celle d'une maille de 2cm de coude, la matrice de transfert totale du système entre les capteurs de pression fluctuante B<sub>2</sub> et C<sub>2</sub> d'après la modélisation donnée par Snecma est de  $A^{30} * B^4 * A^{40} * B^4 * A^{30}$ .

## 7.4.2. Utilisation des fréquences harmoniques

Comme on pouvait le voir sur les graphes dans le chapitre 6, les signaux fréquentiels de pression et du débit présentent des pics non seulement à la fréquence d'excitation mais aussi à des différentes harmoniques. Par conséquent on peut estimer une fonction de transfert empirique aussi pour ces fréquences. Ainsi pour la gamme allant de 5 à 50Hz on peut avoir beaucoup plus de points que d'essais effectués. Pour certaines fréquences, plusieurs essais différents peuvent avoir des harmoniques à la même fréquence, par exemple l'harmonique à 35Hz est présente pour les essais à 5Hz et à 7Hz. Par défaut on choisit l'essai de fréquence d'excitation la plus élevée dans ce cas pour avoir l'amplitude du pic maximale. Au final, l'essai à 5Hz donne les points à 5, 15 et 25Hz, celui à 6Hz donne 6, 12 et 18Hz, celui à 7Hz donne 7, 14, 21, 28, 35, 42, 49Hz, celui à 8Hz donne les raies à 8, 16, 24, 32, 48Hz, celui à 9hz donne 9, 18, 27, 36 et 45Hz, celui à 10Hz donne donc 10, 20, 30, 40 et 50Hz, et celui à 11Hz donne les raies à 11, 22, 33 et 44Hz. Si les résultats de l'identification système à ces harmoniques s'avèrent suffisamment précis, alors cela permettra d'éviter le nombre d'essais à haute fréquence sur le modulateur.

## 7.4.3. Diagrammes de Bode obtenus pour une configuration sans vanne anti-cavitante et discussion

Les diagrammes de Bode affichés sur les graphes suivants ont été obtenus en appliquant la décolinéarisation par différentes courses de piston au niveau de l'entrée du double coude.

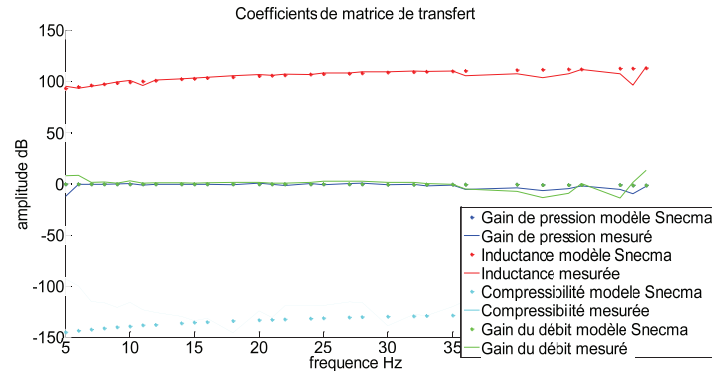


Figure 7.1 : Diagramme de Bode du gain des coefficients

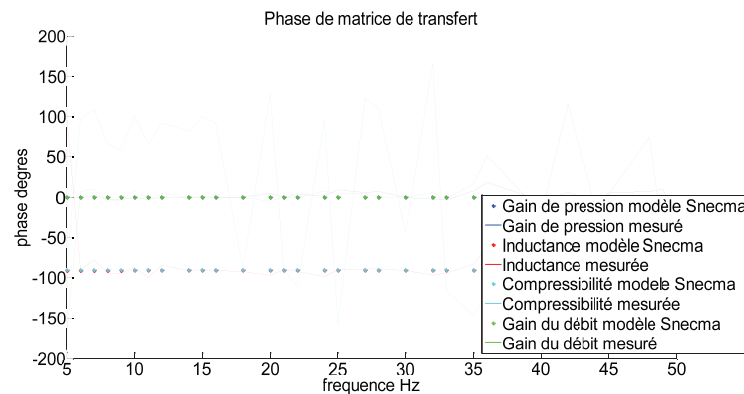


Figure 7.2 : Diagramme de Bode de phase des coefficients

La Figure 7.1 présente le diagramme du gain de Bode théorique et expérimental pour le double coude. Les courbes du diagramme du gain ont été obtenues grâce à deux courses de 2mm et de 0.5mm qui servent à décolinéariser le signal d'entrée. Les courbes pointillées représentent le modèle de la conduite coudée donné par [PINTIAU 2011] et décrit dans le paragraphe précédent. On peut noter que les courbes collent bien au modèle pour les fréquences testées et aussi pour les harmoniques. Pour les graphes de gain de pression et du débit (gain nul pour le modèle proposé par Snecma) la différence avec les courbes mesurées sur le banc peut atteindre 2dB pour les basses fréquences et 10dB pour les harmoniques supérieures à 35Hz. La raison de la mauvaise précision des courbes à des fréquences supérieures à 35Hz réside dans le fait que les harmoniques d'ordre 4 ou 5 sont prises en compte. L'inductance colle très près du modèle, alors que la compressibilité qui est très petite présente une erreur plus importante. Les diagrammes de phase sont elles aussi très précises, à 5 degrés près, sauf pour la compressibilité qui a une valeur très petite devant les autres coefficients.

## 7.4.4. Tests sur la configuration avec VAC

Le fait d'avoir plusieurs paires de données donne une idée de la linéarité du système et de la précision de la méthode d'estimation. On pourra alors procéder de la même manière que lors du test

# Identification des fonctions de transfert

de linéarité présenté dans l'article [MARIE-MAGDELEINE 2012] et déduire le domaine de linéarité du système en fonction de la course du piston.

Les diagrammes suivants montrent les coefficients de la matrice de transfert de coude obtenus pour les essais du coude, en utilisant quatre courses de piston différentes, une paire 0.65 et 1.5mm, et l'autre paire 1.1 et 2mm. La VAC a été montée pour ces essais, et les pressions moyennes au niveau des tronçons intensimétriques (où les trois capteurs sont installés) sont plus faibles que pour les essais sans vanne anti-cavitante. Les coefficients obtenus collent donc moins bien au modèle que les diagrammes précédents. Les fréquences modulées pour ces jeux de données sont de 5 à 15Hz, et le reste des fréquences a été obtenu à l'aide des harmoniques, ce qui pourrait expliquer des résultats différents de modèle surtout pour les graphes de phase.

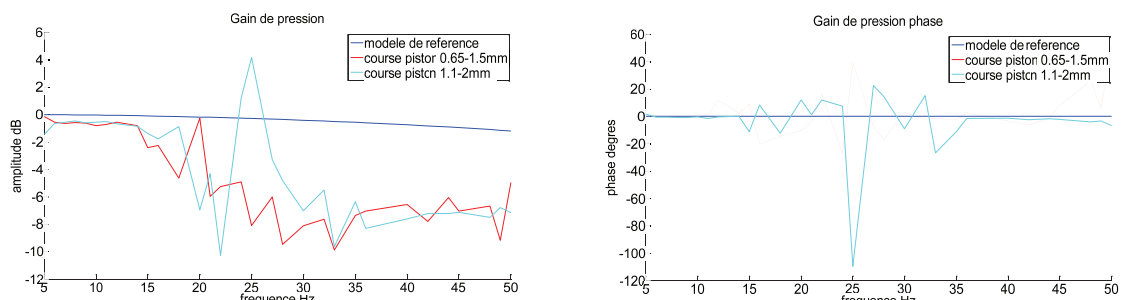


Figure 7.3 : module et phase du gain de pression

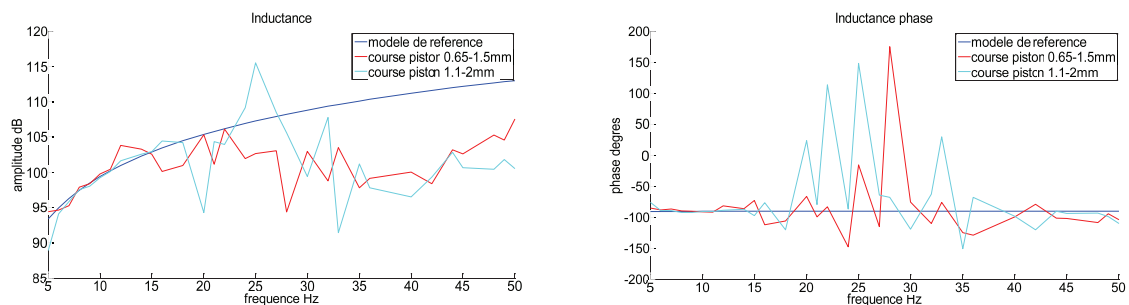


Figure 7.4 : Module et phase de l'inductance

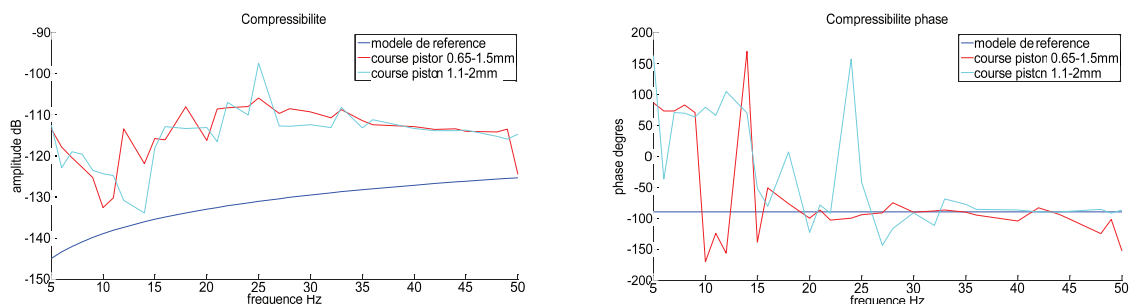


Figure 7.5 : Module et phase de la compressibilité

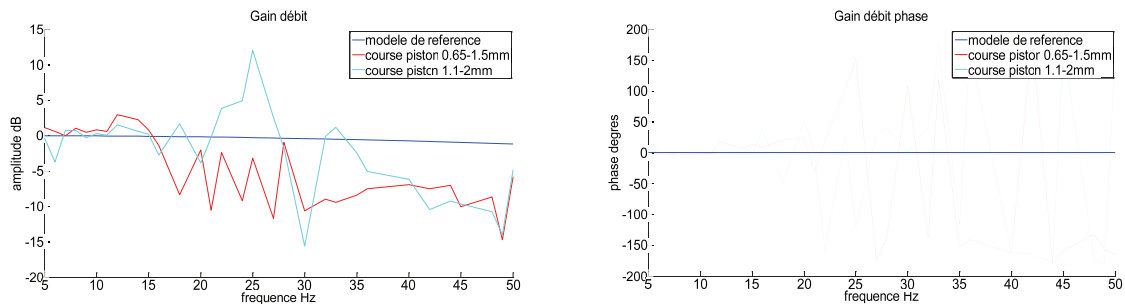


Figure 7.6 : Module et phase du gain de débit

Les fluctuations de pression mesurées lorsque la vanne anti-cavitante est en place sont de même ordre de grandeur que celles observées sans vanne anti-cavitante, par conséquent le rapport Pression fluctuante/pression moyenne est très élevé (supérieur à 20%), ce qui est susceptible de faire apparaître des effets non-linéaires, ce qui pourrait expliquer le fait que les résultats sont moins précis que précédemment. On observe sur les gains de pression et du débit ainsi que sur l'inductance une bonne concordance avec le modèle pour les basses fréquences jusqu'à 15Hz, après les courbes divergent d'environ 10dB. Il est intéressant de noter que la compressibilité mesurée est plus proche du modèle pour les hautes fréquences. En effet, le comportement fréquentiel de ce paramètre correspond à celui remarqué sur la Figure 7.1.

Les résultats d'identification du coude sont très proches de ceux prédits par le modèle, à 5 dB près pour la majorité des points, et à 1dB près pour les fréquences modulées (5 à 15Hz), pour le module et la phase. Certains points notamment aux alentours de 25Hz donnent des résultats plus chaotiques, et surtout un désaccord entre les deux paires de courses ce qui est à priori dû au fait qu'il s'agisse de la 5<sup>ème</sup> harmonique de l'essai de modulation à 5Hz. Par conséquent, les identifications utilisant les harmoniques sont prises pour la fréquence de modulation plus grande lorsqu'il y a un choix à faire. Le modèle retenu pour la conduite et pour le coude peut être considéré comme valable et employé par la suite notamment pour caractériser les systèmes qui intègrent les coudes entre les points de mesure de pression, comme notamment la VDR ou la pompe Siebec.

## 7.5. Identification de la VDR

### 7.5.1. Premier régime

Comme il a été écrit dans le chapitre 6, le point de fonctionnement identifié dans le premier régime admet des paramètres de fonctionnement  $\sigma=0.34$  et  $Q=2.23\text{L/s}$ . Les poches de cavitation sont éclatées, en temps réel l'expérimentateur peut voir un nuage de cavitation. La chambre annulaire de répartition de gaz se remplit très lentement, et on peut voir des nombreuses bulles de gaz occlus dans la partie liquide. Les différents graphes des figures montrent d'abord les données obtenues à partir d'essais fréquence par fréquence : les points expérimentaux des coefficients mesurés lors des campagnes d'essais (points verts). Les pointillés rouges et magenta proposent à partir des mesures expérimentales une interpolation polynomiale et rationnelle, pour l'ordre (entre 0 et 7, limite fixée par l'utilisateur) qui correspond au mieux à la courbe. Les courbes bleues sont obtenues à partir du modèle RLC de la veine VDR décrit par Snecma et présenté dans le chapitre 4. En notant A et B les matrices de transfert des nœuds de 2cm de conduite et du coude, C le produit des matrices des sections de la Veine Radiale Divergente présentées dans le chapitre 6, la fonction de transfert totale du système compris entre les sections de mesure peut alors s'écrire comme  $A^{30} \cdot C \cdot A^{40} \cdot B^4 \cdot A^{30}$ . Les

## Identification des fonctions de transfert

---

courbes de droite de la Figure 7.9 correspondent aux résultats d'essais Chirp. La courbe bleue correspond à l'évaluation empirique de la fonction de transfert (ETFE) à partir de deux signaux chirp montant et descendant (une à impulsion qui accélère ou qui ralentit). La courbe rouge correspond à l'application de l'algorithme ARMAX, cependant avec la fréquence égale à la fréquence d'acquisition de 32kHz, ce qui rend les résultats très peu précis (voir chapitre 3 pour plus d'information). En effet l'amélioration de la méthode ARMAX a pu avoir lieu pour les campagnes suivantes. La courbe verte est le modèle implémenté, c'est-à-dire la même courbe que la ligne bleue sur les graphes correspondant à l'identification à partir des signaux fréquence par fréquence.



Figure 7.7 : Photo du premier régime de fonctionnement



## 7.5.1.1. Gain de pression

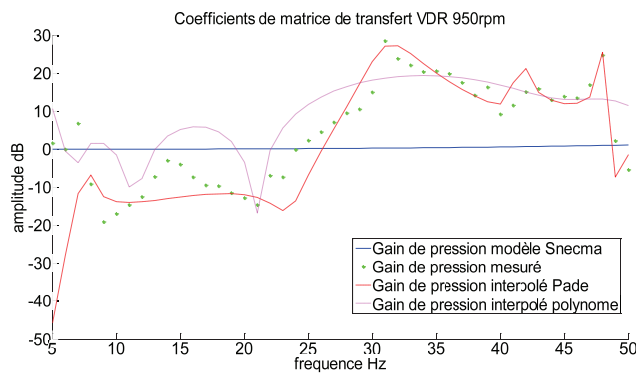


Figure 7.11a : Diagramme de Bode, Gain, Gain de pression  $Z_m$

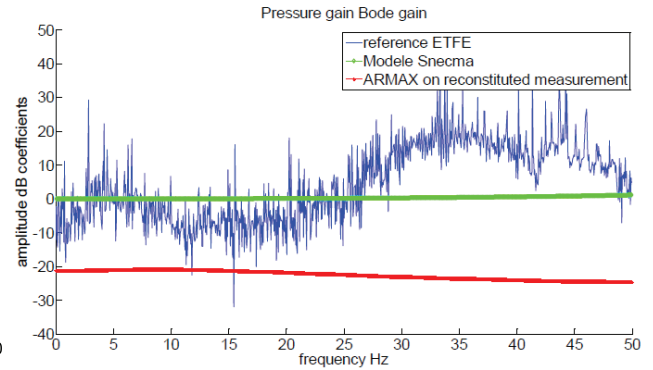


Figure 7.11b : Gain de pression sur chirp

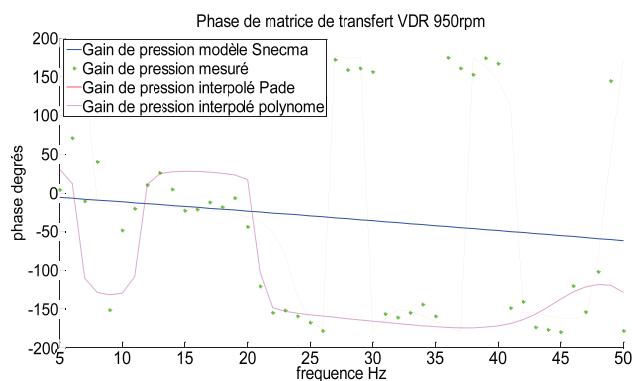


Figure 7.9c : Diagramme de Bode, Phase de Gain de pression  $Z_m$

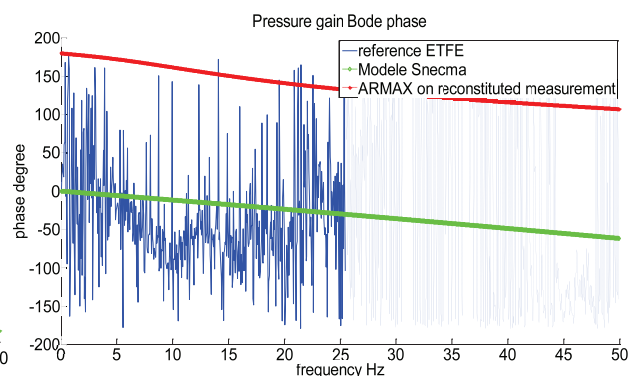


Figure 7.9d : Phase du gain de pression sur chirp

On remarque que les courbes de gain et de phase concordent pour les deux signaux d'excitation différents. Cependant, les mesures fréquence par fréquence donnent moins de points, mais plus de précision de mesure sur chaque point, par conséquent ils sont à la fois plus fiables et plus faciles à lire (surtout en ce qui concerne les courbes de phase lorsque celle-ci se rapproche de  $180^\circ$ ). D'après les graphes ci-dessus il y a deux comportements différents pour la veine VDR : pour les basses fréquences le gain de pression est plus petit et devient plus important à partir de 25 Hz. La phase chute de  $0$  à  $-180^\circ$  pour des hautes fréquences. Du point de vue expérimental ce changement se voit pour des fréquences supérieures à celle du mode vibratoire du banc (18-19Hz), qui se traduit par des légères vibrations de la conduite retour, les amplitudes des fluctuations des paramètres restant modérées. Par la suite, les fluctuations des paramètres deviennent très importantes pour des fréquences 31-33Hz, puis elles chutent avant de augmenter vers 48-50Hz. Du point de vue numérique le module du gain de pression vaut environ 0.3 sur le domaine des basses fréquences entre 7 et 21Hz, et environ -100 sur le domaine des hautes fréquences entre 30 et 45 Hz. Ceci voudrait dire du point de vue physique que si on avait pu envoyer à l'entrée de la VDR un signal fluctuant sinusoïdal en pression et un signal constant en débit, alors si la fréquence du signal se situait entre 7 et 21Hz alors le signal de pression en sortie serait de même fréquence et serait divisé par trois, alors que pour les hautes fréquences (30-45Hz) il serait multiplié par 100 et se trouverait en antiphasé du signal d'entrée. Enfin, l'algorithme de l'interpolation rationnelle a cherché l'ordre optimal du système entre 0 et 7 pour le numérateur et le dénominateur et il a trouvé que l'ordre optimal pour le gain de pression vaut 6 pour le numérateur et 6 pour le dénominateur.

## 7.5.1.2. Inductance

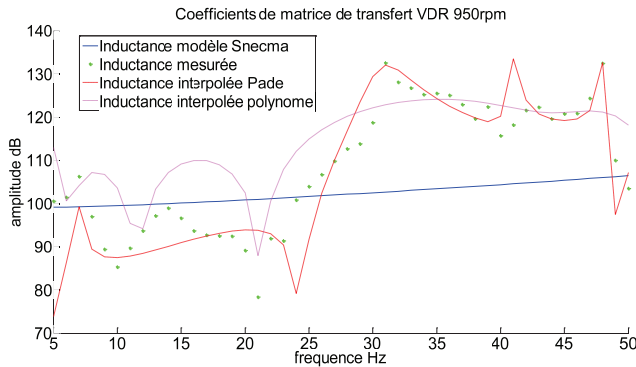


Figure 7.15a : Diagramme de Bode : gain d'Inductance  $Z_L$

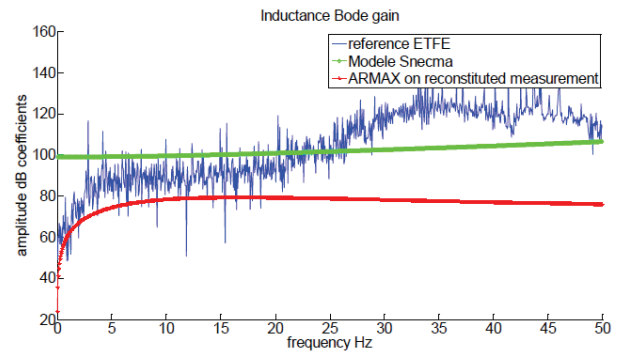


Figure 7.15b : Inductance sur chirp

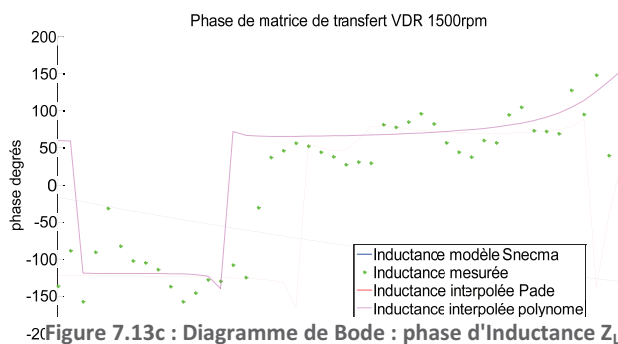


Figure 7.13c : Diagramme de Bode : phase d'Inductance  $Z_L$

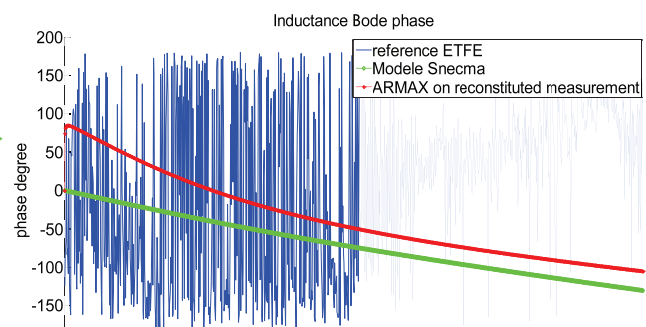


Figure 7.13d : Phase d'inductance sur chirp

L'allure des courbes d'inductance présentée sur la Figure 7.13 est assez proche du gain du débit : le gain augmente à partir de 20-25 Hz alors que la phase passe de  $-90^\circ$  à  $+90^\circ$ . Le coefficient de la matrice de transfert relatif à l'inductance est donc un imaginaire pur. D'après les graphes sa valeur vaut environ  $-10^5 \text{ j Pa.kg}^{-1}.\text{s}$  pour les basses fréquences entre 7 et 21Hz alors qu'elle vaut pour les hautes fréquences environ  $10^6 \text{ j Pa.kg}^{-1}.\text{s}$ . Ceci veut dire d'un point de vue physique que si on avait pu envoyer à l'entrée de la VDR une fluctuation sinusoïdale en débit de 100g/s par exemple et un signal constant en pression alors pour les basses fréquences le signal de pression de sortie de la VDR serait toujours de la même fréquence que le signal d'entrée et serait de 0.1bar en amplitude et se trouverait avancée de  $90^\circ$  par rapport au signal d'entrée. En revanche si le signal envoyé était de même nature mais avec une fréquence supérieure, alors la fluctuation de la pression de sortie serait de 1bar en amplitude, avec un retard en phase de  $90^\circ$ . Il est important de souligner la linéarité de la matrice de transfert, c'est-à-dire que si le signal d'entrée de la veine VDR se compose d'un signal monofréquentiel fluctuant en pression (par exemple de 0.1 bar) et en débit (par exemple de 100g/s) alors la fluctuation de la pression de sortie serait la somme des composantes dues au gain de pression et à l'inductance. Nous adoptons l'hypothèse que la fonction de transfert est aussi linéaire par rapport aux signaux des fréquences différentes, c'est-à-dire que la réponse à une somme de plusieurs signaux de fréquences différentes serait la somme de réponses respectives.

Pour l'inductance, l'algorithme de recherche d'ordre de la fonction rationnelle a trouvé que l'ordre optimal vaut 6 pour le numérateur et 5 pour le dénominateur. Le changement de régime observé aux alentours de 25Hz avec un gain qui devient plus important en amplitude (pour le gain de pression et pour l'inductance) est un phénomène qui sera observé aussi plus tard sur la campagne qui vise à caractériser la fonction de transfert de la pompe Siebec : en effet l'augmentation des amplitudes

## Identification des fonctions de transfert

pour les fréquences supérieures à 25Hz est observable uniquement sur les organes en régime cavitant. On peut aussi noter que l'amplification à hautes fréquences est aussi remarquée par l'algorithme auto-récursif ARMAX, sur les courbes de droite.

### 7.5.1.3. Compressibilité

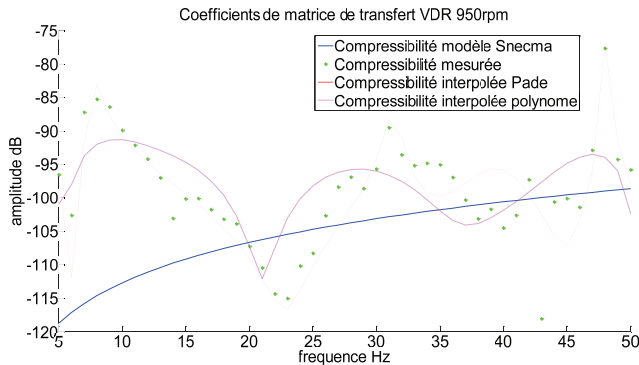


Figure 7.17a : Diagramme de Bode gain de compressibilité  $Z_c$

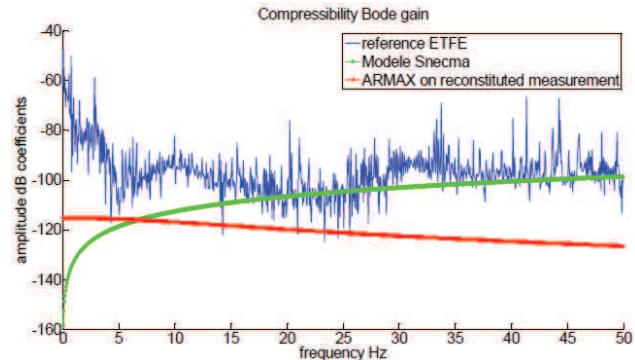


Figure 7.17b : Compressibilité sur chirp

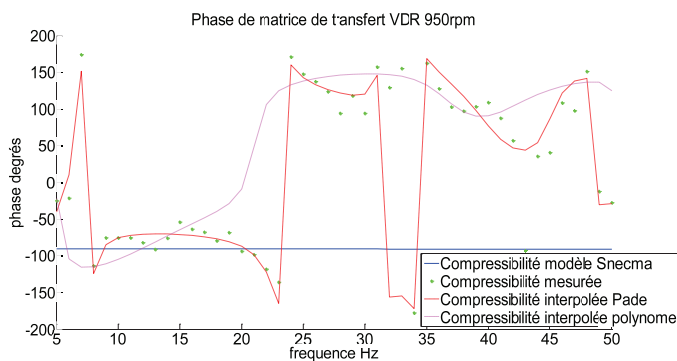


Figure 7.19a : Diagramme de Bode phase de compressibilité  $Z_c$

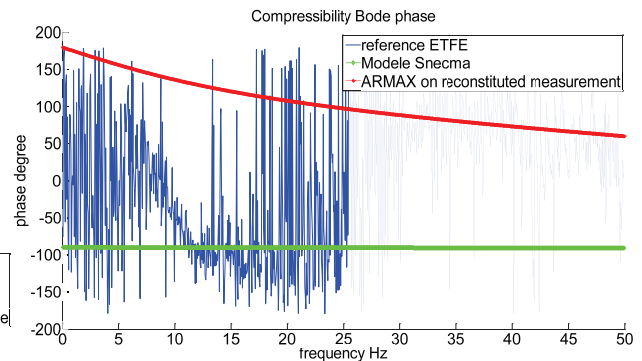


Figure 7.19b : Phase de compressibilité sur chirp

L'allure des courbes de la compressibilité de la VDR en premier régime est plus complexe que pour les autres signaux. D'après les courbes de la Figure 7.17 la compressibilité admet un zéro prononcé à 23Hz où la réponse d'entrée est fortement atténuée, et des pôles à 7, 31 et 48Hz où le signal d'entrée est au contraire fortement amplifié. De manière assez grossière on peut dire que pour le domaine des basses fréquences la compressibilité admet localement un comportement d'un filtre intégrateur. D'après les graphes ci-dessus, la compressibilité entre 7 et 23 Hz est proportionnelle à  $1/j\omega^3$ . La compressibilité admet un minimum pour la fréquence de 24 Hz, et a alors un comportement assez proche d'un accumulateur coupe-bande pour ce domaine fréquentiel. Pour les hautes fréquences le coefficient de compressibilité est plus élevé en module et vaut environ  $-10^{-5}$  m.s<sup>2</sup>. Ceci veut dire qu'une fluctuation de pression d'entrée de 0,1 bar la fluctuation du débit générée serait de 100g/s environ et serait en opposition de phase à la fluctuation de pression.

L'algorithme de la recherche de l'ordre de l'approximant de Padé a trouvé l'ordre optimal du système 5 pour le numérateur et 5 pour le dénominateur.

## 7.5.1.4. Gain du débit

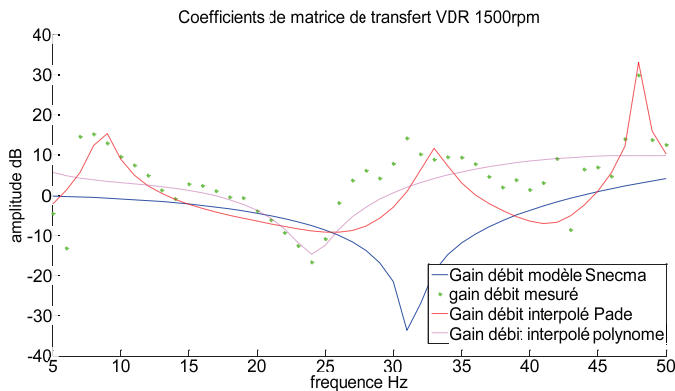


Figure 7.21a : Diagramme de Bode gain de Gain du débit  $Z_M$

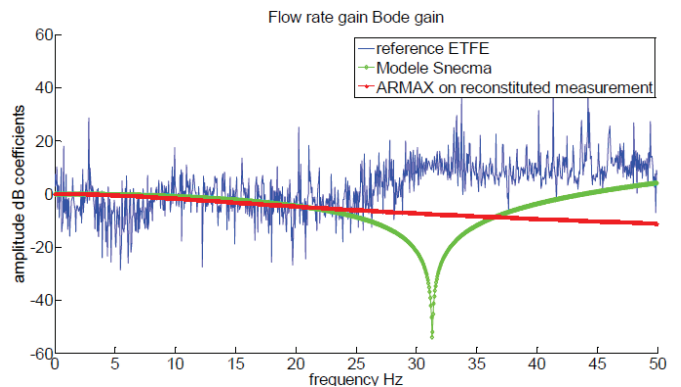


Figure 7.21b : Gain du débit sur chirp

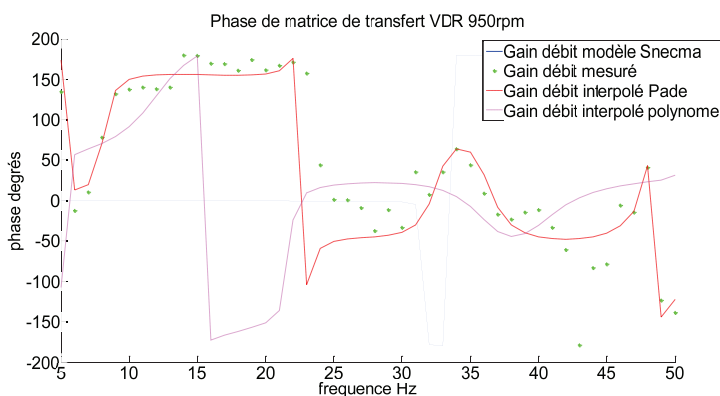


Figure 7.23a : Diagramme de Bode phase de Gain du débit  $Z_M$

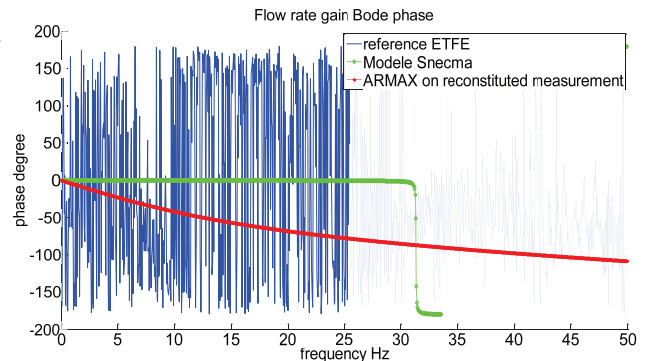


Figure 7.23b : Phase de gain du débit sur chirp

D'après les graphes ci-dessus on peut voir que le gain du débit admet des pôles à 7, 31 et 48 Hz et un zéro vers 23Hz, ce qui est assez proche des extrema locaux des courbes des autres coefficients. Pour les basses fréquences et jusqu'au zéro de 23Hz le gain du débit est proche de zéro, le débit de sortie est très proche du débit d'entrée et se trouve en opposition de phase. Pour les hautes fréquences la phase est proche de zéro et le gain est légèrement supérieur à 0, donc le débit d'entrée est augmenté mais ressort avec la même phase en sortie. L'algorithme de recherche d'ordre de fonction rationnelle a trouvé l'ordre optimal du système 5 pour le numérateur et 3 pour le dénominateur.

### 7.5.2. Présentation du second régime de la cavitation de la VDR

Les figures ci-dessous illustrent le deuxième régime de cavitation pour des différents points de fonctionnement du banc. Les points de fonctionnement montrés sur les deux dernières photos seront identifiés lors de la campagne. Le second régime de cavitation correspond à un disque de

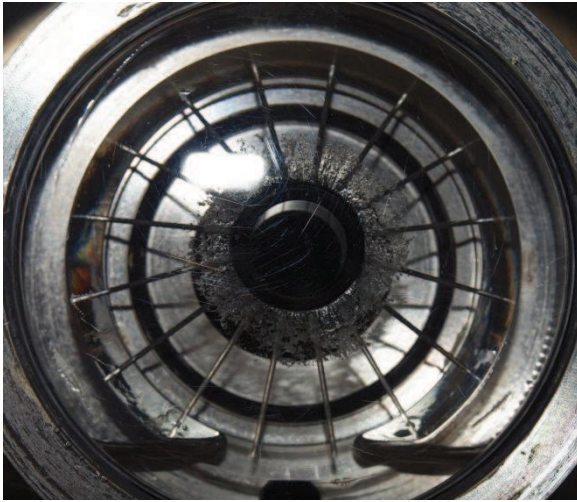


Figure 7.25a : VDR dans le régime de cavitation naissante

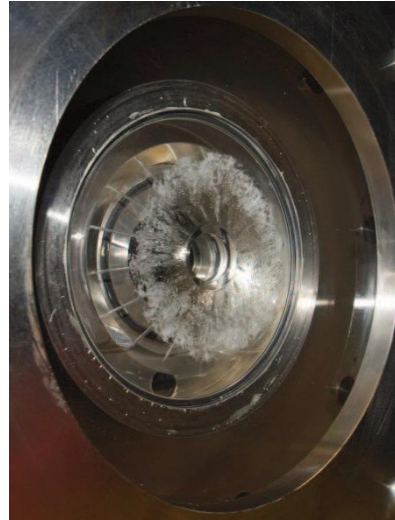


Figure 7.25b : VDR en régime de cavitation intermédiaire

vapeur. Pour ce régime, la chambre annulaire de répartition de gaz est quasiment entièrement remplie de gaz. Les pulsations du disque de cavitation sont visibles à l'œil nu, contrairement au comportement du premier régime, où les bulles éclatées formaient un nuage de cavitation.

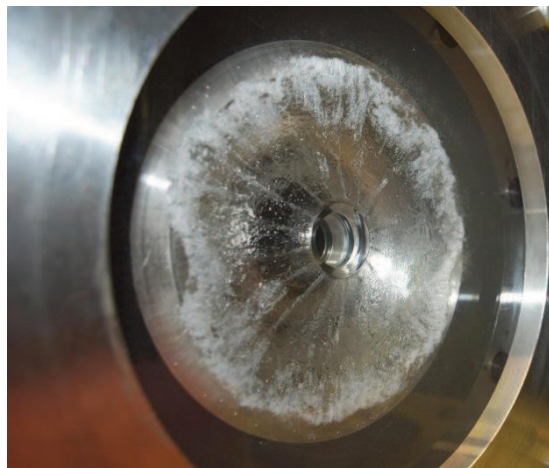


Figure 7.26 : VDR dans le régime de cavitation développée

### 7.5.3. VDR en second régime : cavitation développée

Le premier point de fonctionnement correspond à une cavitation développée, présentée sur la photo de la Figure 7.26. Le débit vaut  $Q=1.32\text{L/s}$  et le coefficient de cavitation  $\sigma=0.18$  pour ce régime. Le diamètre du disque de cavitation est environ de 12cm.



## 7.5.3.1. Gain de Pression

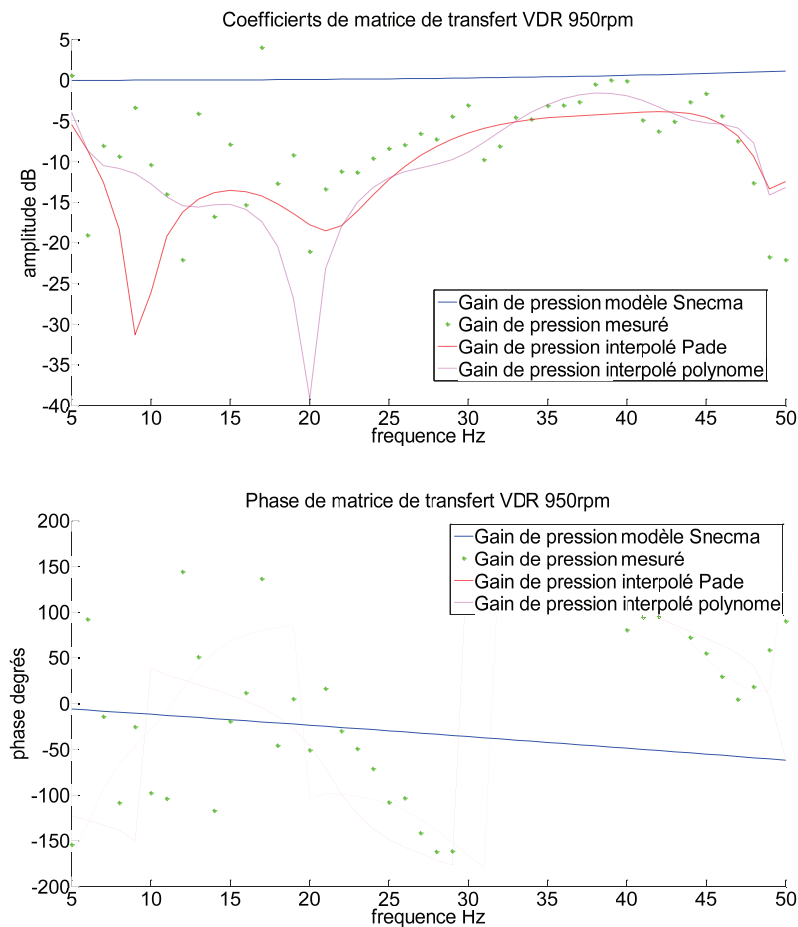


Figure 7.27 : Gain de pression VDR second régime cavitation développée

Le gain de pression pour ce régime est inférieur à celui du premier régime : le volume de cavitation est plus important et atténue plus les fluctuations de pression. Pour ce régime on peut aussi subdiviser le domaine étudié en deux sous-domaines où le comportement du système est différent : entre 5 et 23Hz pour les basses fréquences, et 23 à 50 Hz pour les hautes fréquences. L'algorithme de recherche d'ordre a montré que l'ordre du système est 5 pour le numérateur et 0 pour le dénominateur. Les zéros du système sont alors à 10, 23 et 49Hz. Pour les basses fréquences la pression de sortie est fortement atténuée par rapport à la pression d'entrée (divisée par 5 à 10), alors que pour les hautes fréquences la pression de sortie est atténuée plus légèrement, moins d'un facteur deux. La phase diminue de manière monotone voire quasiment linéaire en fonction de la fréquence à partir de 23Hz, ce qui pourrait être caractéristique d'un retard temporel constant de la pression de sortie par rapport à la pression d'entrée. Après un rapide calcul (en utilisant la formule  $2\pi\Delta f T_r = \varphi$  où  $\Delta f$  est la pente de la courbe de la phase et  $T_r$  le temps de retard associé), ce retard vaut approximativement 25ms.

## 7.5.3.2. Inductance

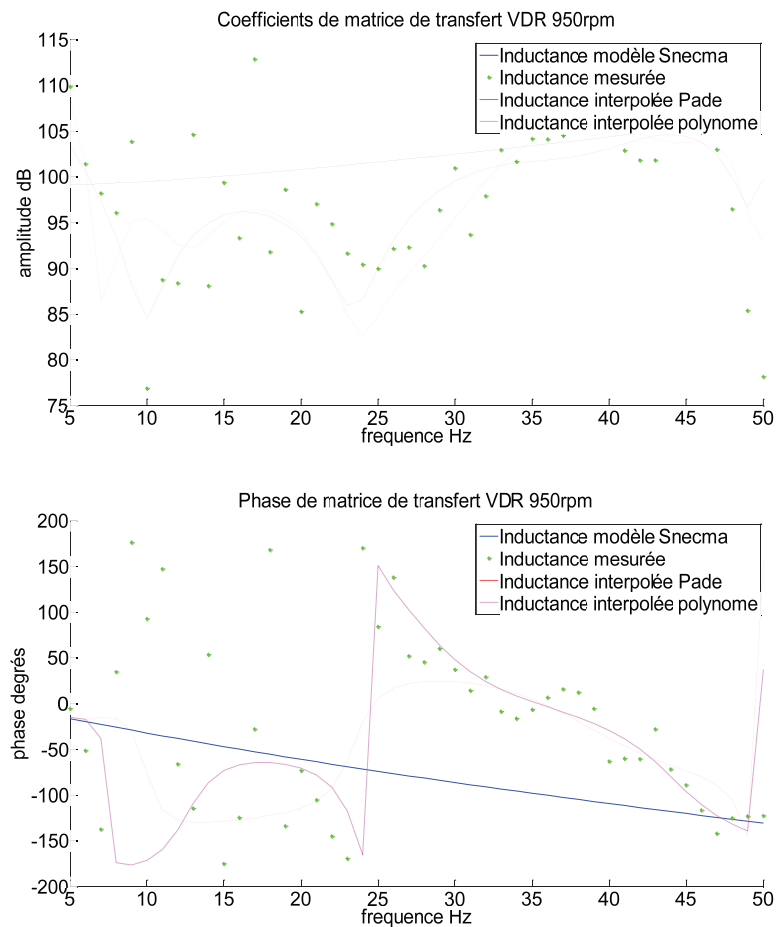


Figure 7.28 : Inductance de la VDR second régime, cavitation développée

Les graphes d'inductance représentés sur la Figure 7.28 montrent une allure très similaire à l'inductance en premier régime de fonctionnement de la VDR, mais les valeurs du gain sont environ 10 fois plus petites que pour le premier régime. Pour les basses fréquences de 10 à 23 Hz l'inductance vaut environ  $-5 \cdot 10^4 \text{ j Pa/kg} \cdot \text{s}$ , ce qui veut dire qu'une fluctuation du débit en entrée du système de  $100 \text{ g/s}$  engendrerait une fluctuation de pression de  $50 \text{ mbar}$  et décalée de  $-90^\circ$ . Pour les hautes fréquences on pourrait observer un retard temporel constant entre la phase du signal de pression de sortie par rapport à la pression d'entrée d'environ  $40 \text{ ms}$ . Le gain aux hautes fréquences augmente avec la fréquence et vaut environ  $10^5 \text{ Pa/kg} \cdot \text{s}$ . On peut remarquer que pour ce domaine fréquentiel il est assez proche du modèle proposé par Snecma de la veine radiale divergente couplée aux tronçons. Pour l'approximation rationnelle, l'ordre trouvé par l'algorithme vaut comme pour le gain de pression 5 pour le numérateur et 0 pour le dénominateur.



## 7.5.3.3. Compressibilité

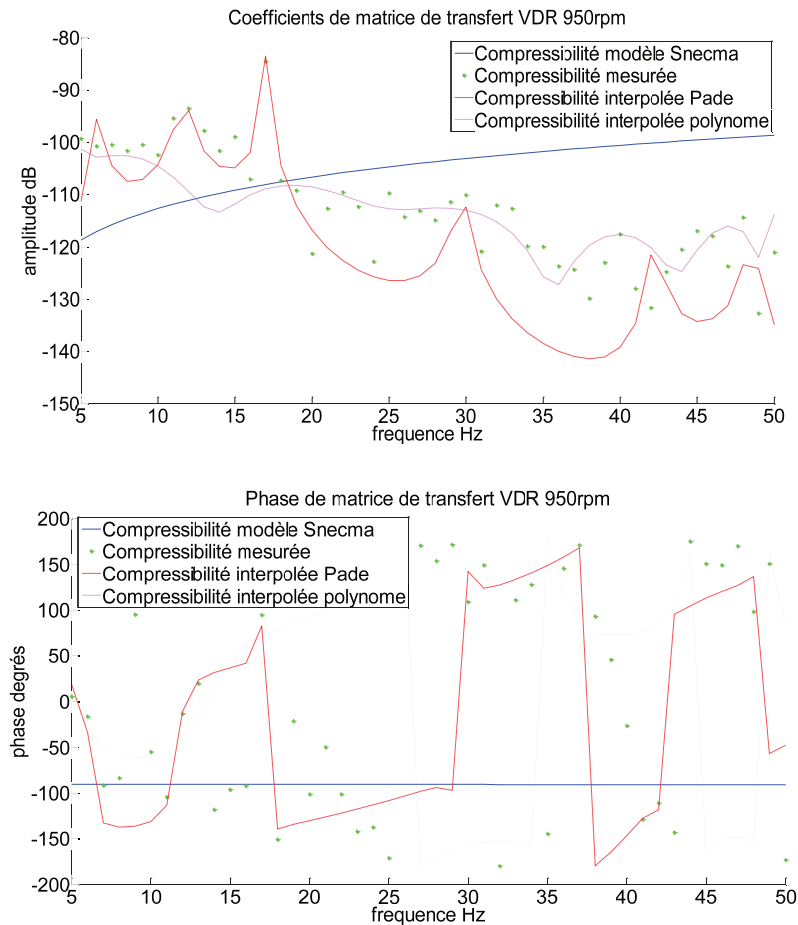


Figure 7.29 : Compressibilité de la VDR, second régime, cavitation développée

La compressibilité de la veine radiale divergente au second régime de cavitation est montrée sur la Figure 7.29. La fonction rationnelle interpolée admet 2 zéros et 6 pôles, d'ordre 2 pour le numérateur et 6 pour le dénominateur. Le graphe du gain admet l'allure décroissante alors que la phase pour la majorité des points, surtout à des hautes fréquences, est proche de  $180^\circ$ . De manière assez grossière on peut dire que le comportement de la compressibilité est proche d'un filtre intégrateur d'ordre 1 qui amortit les hautes fréquences, c'est-à-dire d'après les courbes que la compressibilité  $Z_c$  est proportionnelle à  $1/\omega$ . Les fluctuations de la pression d'entrée de hautes fréquences engendreraient de très faibles fluctuations du débit en antiphasé des signaux de pression d'entrée.

## 7.5.3.4. Gain du débit

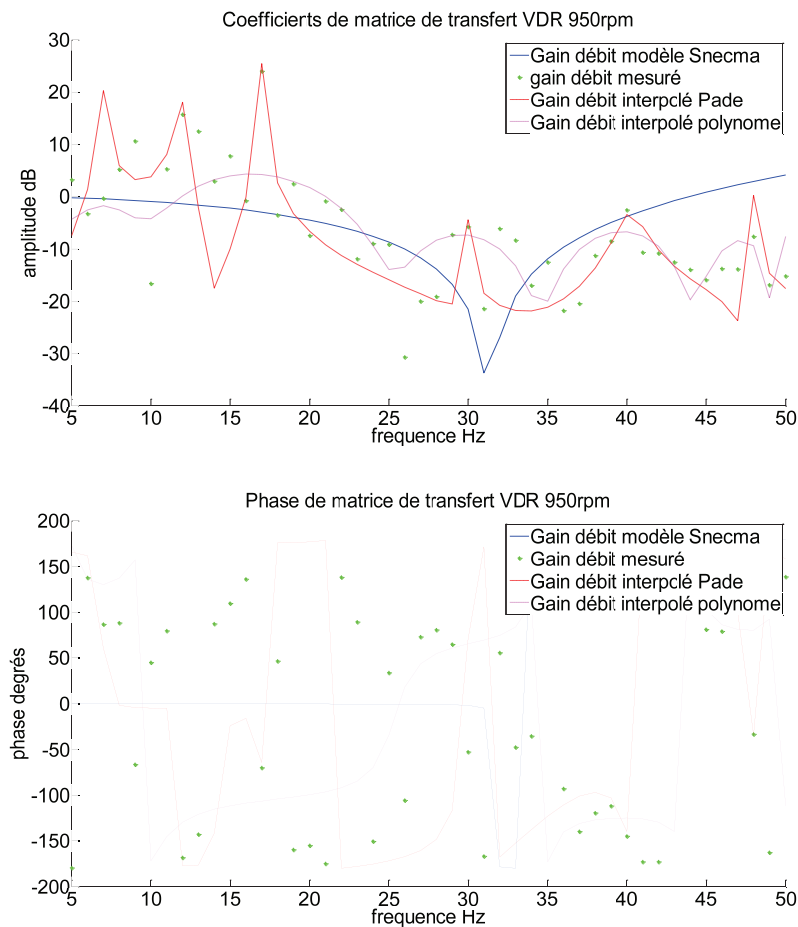


Figure 7.30 : Gain du débit de la VDR, second régime, cavitation développée

Le gain du débit montré sur la Figure 7.30 admet un comportement différent à celui observé pour le premier régime : le gain diminue avec la fréquence alors qu'il augmentait pour le premier régime de cavitation. Pour les basses fréquences les fluctuations du débit sont légèrement amplifiées alors que pour les hautes fréquences elles sont au contraire atténuées par le passage de la VDR. La phase a un comportement assez chaotique mais beaucoup de points sont proches de  $180^\circ$  de phase (c'est pourquoi la courbe présente une discontinuité). L'ordre de la fonction rationnelle vaut 5 pour le numérateur et 6 pour le dénominateur.

De manière générale, les allures des courbes entre le premier et le second régime de cavitation sont différentes. L'ordre des fonctions rationnelles est aussi différent pour les deux cas c'est pourquoi il est difficile de parler de la variation des coefficients des fonctions interpolées entre le premier et le second régimes.

## 7.5.4. Second régime : cavitation intermédiaire

Le dernier point de fonctionnement étudié de la VDR est celui de la cavitation intermédiaire présenté sur la photo de la Figure 7.25. Le diamètre du disque de cavitation est plus réduit que pour le cas de la cavitation développée.

### 7.5.4.1. Gain de pression

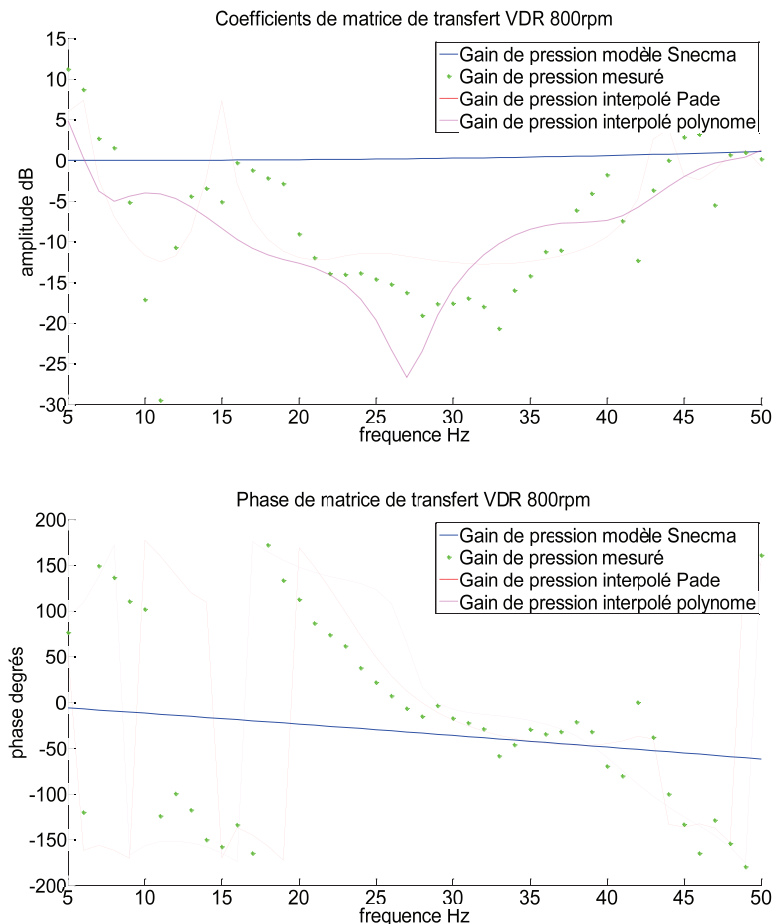


Figure 7.31 : Diagramme de Bode du gain de pression de la VDR, second régime, cas de la cavitation intermédiaire

D'après les courbes de la Figure 7.31, l'ordre de grandeur du gain de pression est très proche du cas de la cavitation développée, mais l'allure du gain de pression est un peu différente. En effet pour les basses fréquences le gain admet des valeurs entre -5 et +10dB, pour les fréquences de la gamme 20 à 35 Hz le gain vaut entre -15 et -20dB et pour les hautes fréquences il remonte jusqu'à 0 à 5 dB. Les phases sont proches de 180° pour les basses fréquences, alors que pour les fréquences supérieures à 20Hz il semble y avoir un retard temporel constant entre la sortie et l'entrée d'environ 30ms. En revanche par rapport au précédent régime étudié, on observe un déphasage entre la pression d'entrée et celle de sortie de 180° environ. En associant la courbe du gain et de la phase, on peut remarquer que le comportement de la VDR en cavitation intermédiaire pour une fréquence de 20Hz est proche du comportement de la veine radiale à 30Hz en régime de cavitation développée : pour les deux cas on observe une phase nulle accompagnée d'un pic d'antirésonance. Le comportement coupe bande entre 20 et 35Hz de ce régime est contraire au comportement amplificateur de bande observé pour les autres régimes étudiés. Pour l'ordre de la fonction rationnelle trouvé par l'algorithme Padé, nous avons trouvé 3 pour le numérateur et 5 pour le dénominateur.

## 7.5.4.2. Inductance

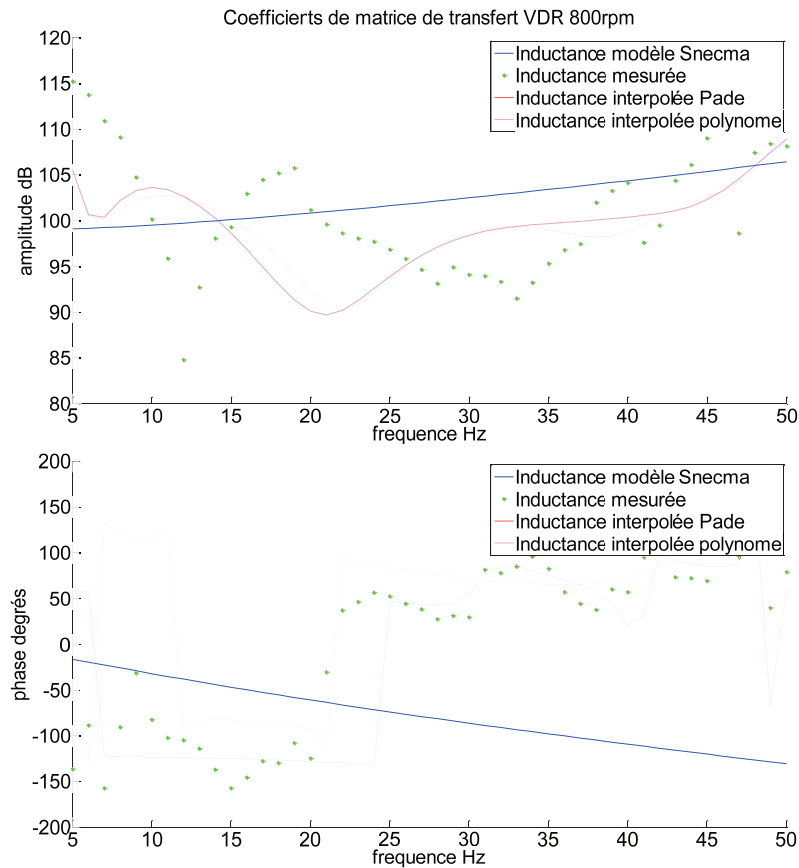


Figure 7.32 : Diagramme de Bode de l'inductance de la VDR au second régime, cavitation intermédiaire

Lorsqu'on regarde le graphe de l'inductance de la VDR pour ce cas de la cavitation intermédiaire au second régime, il semble tout d'abord sur la courbe de gain y avoir un zéro mal interpolé à 12Hz. Pour les fréquences de 20 à 35Hz on remarque aussi un comportement coupe-bande de l'inductance, comme c'était le cas du gain de pression. L'ordre de grandeur de l'inductance vaut  $10^5 \text{Pa/kg.s}$  ce qui signifie que pour une fluctuation du débit de 100g/s d'entrée la fluctuation de pression de sortie vaut 0.1bar. D'après les courbes de phase, pour les basses fréquences le déphasage entre l'entrée et la sortie est quasiment constant et vaut  $-120^\circ$ . Pour les fréquences supérieures à 22Hz ce déphasage vaut en moyenne  $90^\circ$ . Pour comparer ce cas d'étude avec les cas précédents, on peut dire que pour une cavitation plus développée, le zéro admet une fréquence plus basse, et il est moins important dans la chute du gain, et il en va de même pour le comportement coupe-bande : pour une cavitation plus développée le domaine coupe-bande est plutôt située entre 20 et 30Hz.

L'ordre trouvé pour la fonction rationnelle vaut ici 5 pour le numérateur et 0 pour le dénominateur. C'est le même ordre que pour le cas de la cavitation développée au second régime.

## 7.5.4.3. Compressibilité

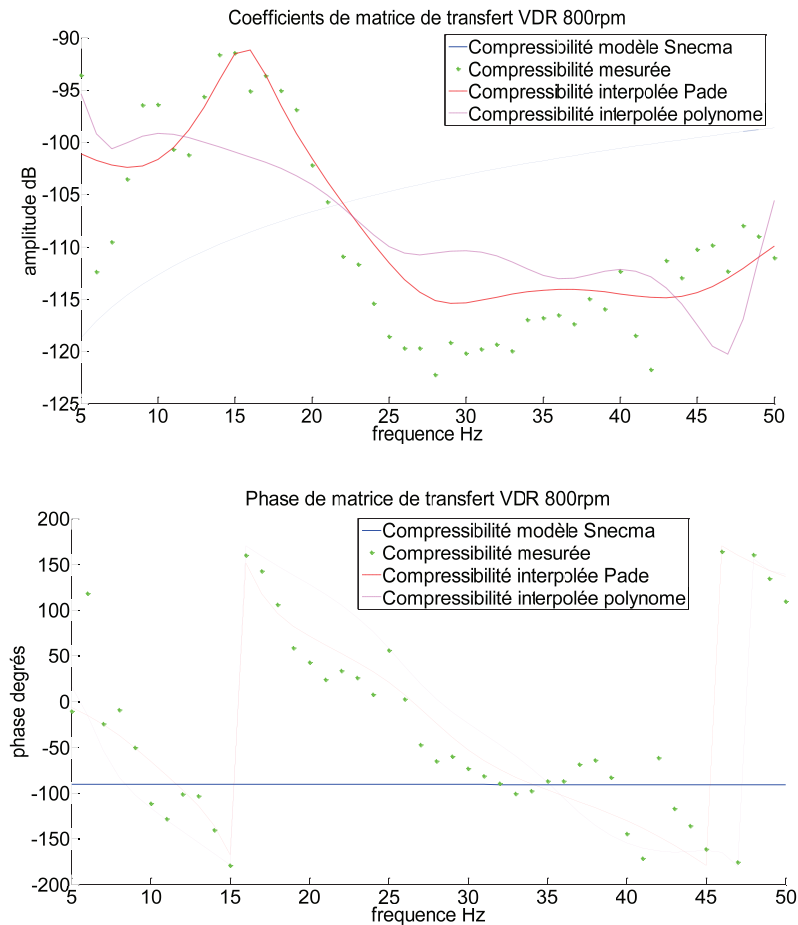


Figure 7.33 : Diagramme de Bode de la compressibilité de la VDR au second régime, cas de la cavitation intermédiaire

La compressibilité pour ce régime admet un comportement passe-haut avec le maximum pour les fréquences d'environ 15Hz. Les hautes fréquences ont un gain proche de  $10^{-6}$ kg/s/Pa, donc une fluctuation de 0.1bar en pression d'entrée engendrerait une fluctuation du débit de l'ordre de 10g/s en amplitude. La phase est quasiment une fonction linéaire de la fréquence, par conséquent son comportement est proche d'un retard pur, qui peut être estimé à 38ms entre la fluctuation du débit d'entrée et la pression de sortie. A titre de comparaison, pour une cavitation plus développée de second régime on observe aussi un comportement coupe bande en gain (avec notamment la même fréquence de coupure), mais pas ce retard pur sur la fréquence. En termes d'ordre de grandeur, un volume de poche de vapeur plus important a une compressibilité  $\frac{\rho_{eau}V_{vapeur}}{\gamma P_{totale}}$  plus importante en module qui atténue mieux les fluctuations de la pression (à la fois à cause du terme du volume de vapeur mais aussi à cause de celui de la pression). Cependant on ne peut voir qu'une différence assez faible entre les différents régimes étudiés. Au final on observe que plus le volume de cavitation est important, mieux les fluctuations de pression sont atténuées. L'algorithme de recherche d'ordre montre que l'ordre le plus approprié du système vaut 3 pour le numérateur et 1 pour le dénominateur.

## 7.5.4.4. Gain du débit

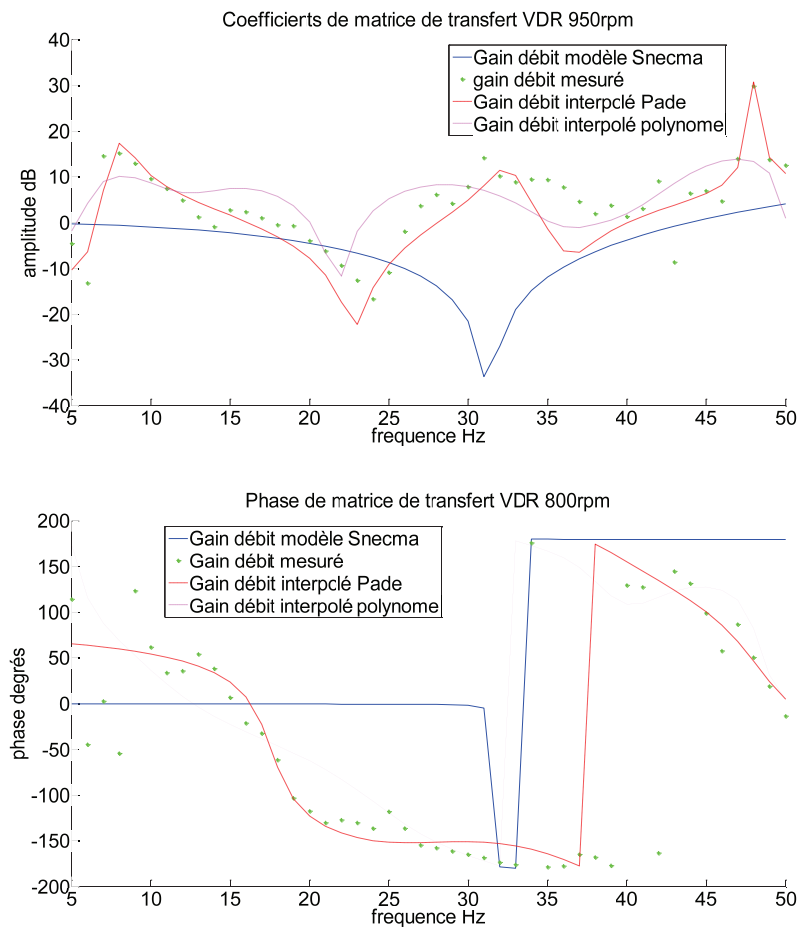


Figure 7.34 : Diagramme de Bode du gain du débit au second régime, cas de la cavitation intermédiaire

Le gain du débit montré sur la Figure 7.34 est compris pour la plupart des points entre -10 et 10dB. L'ordre le mieux interpolé par l'algorithme de la fonction rationnelle vaut 6 pour le numérateur et 1 pour le dénominateur. Le graphe du gain admet des pôles vers 8, 31 et 48Hz, et un zéro vers 23Hz. La phase du diagramme de Bode décroît de manière monotone mais sans avoir d'allure linéaire, et reste proche de  $180^\circ$  entre 25 et 40Hz, on ne peut donc pas facilement conclure sur le comportement de la VDR pour le gain de phase en ce régime. En revanche on peut voir que le comportement de la VDR pour ce régime et pour ce point de fonctionnement est très proche de celui que l'on a observé pour le premier régime avec notamment les mêmes zéros et pôles. Il est important de noter que pour le point du premier régime et pour ce point de fonctionnement en cavitation intermédiaire du second régime, le nombre de cavitation  $\sigma$  était dans les deux cas proche de 0.34.

## 7.5.5. Discussion sur les résultats d'identification de la VDR

Il semble important de souligner que pour la veine radiale divergente en régime cavitant les fluctuations des paramètres physiques (pression et débit) générés par le modulateur n'avaient pas d'influence sur le point de fonctionnement du banc d'essais (pas de dérive de la pression et du débit moyens observée). C'est une condition nécessaire au bon déroulement des essais : en effet les perturbations périodiques en entrée de l'organe ne suffisent pas pour faire varier le point de fonctionnement de la veine VDR faute de quoi le système pourrait devenir instable et les essais seraient impossibles à réaliser.

Bien qu'il soit difficile de fixer une valeur de pression ou de débit constant et de faire varier l'autre grandeur, il semble judicieux de se pencher sur l'analyse qualitative de l'influence des variations de la pression et du débit à l'entrée de l'organe, afin de voir quelles seraient les valeurs attendues des quatre coefficients de la matrice de transfert. En effet, pour un débit fluctuant  $q(t)$  d'entrée VDR constant, si la pression fluctuante  $p(t)$  en entrée de la VDR diminue, alors d'un point de vue intuitif le volume de la poche de cavitation augmente. La pression de sortie diminue d'autant plus que la pression d'entrée, et le débit diminue lui aussi car la section de passage diminue et les pertes de charge augmentent (dus à la cavitation) – comme pour la fermeture d'une vanne. Si la pression instantanée d'entrée de la VDR augmente, la variation des autres grandeurs physiques se fait vice versa. L'effet de la diminution du débit de sortie à cause de la diminution de la pression d'entrée est lié au terme de la compressibilité, l'effet de la diminution de la pression est lié à celui du gain de pression. De plus, les vidéos enregistrées à l'aide d'une caméra rapide montrent des dynamiques de poches très rapides, surtout pour le cas du premier régime où elles sont plus petites et plus éclatées. On peut donc s'attendre à ce que le gain de pression soit légèrement supérieur à 0dB, avec un déphasage quasi-nul (et éventuellement un peu plus grand pour le second régime). Ceci correspond à l'allure des courbes du gain de pression que l'on voit sur la Figure 7.11, pour les basses fréquences. Lorsque la fréquence augmente, l'analyse quasi statique précédente peut s'avérer imprécise.

De la même manière que pour la pression d'entrée on peut essayer d'évaluer qualitativement l'influence attendue d'une variation légère du débit d'entrée de la VDR. En effet, si on arrive à garder la pression d'entrée constante tout en augmentant légèrement le débit d'entrée, alors la perte inertielle dans la VDR (qui serait surtout concentrée au passage de la cavitation) augmente, et donc la pression de sortie de la VDR diminue. Cet effet caractérise physiquement le terme d'inductance de l'organe. De plus, si la pression d'entrée reste constante alors que le débit d'entrée change, alors l'effet sur le volume de la poche de cavitation devrait rester peu important, et donc le débit instantané de sortie devrait rester très proche du débit d'entrée de la VDR (à un retard ou un déphasage près). Donc le gain du débit devrait rester proche de 0dB mais le déphasage pourrait exister sur le diagramme de phase. C'est ce que l'on peut observer sur les diagrammes de Bode, par exemple sur la Figure 7.34. Cependant l'onde du débit et celle de la pression peut être en partie absorbée ou réfléchi par le capot de visualisation en plexiglas, ce qui pourrait entraîner les valeurs des coefficients plus basses que celles prédites par le modèle. Il serait possible d'évaluer l'absorption d'ondes par le plexiglas en effectuant des tests en régime non-cavitant.

Cependant on peut dire sur les résultats obtenus de ces campagnes VDR que cet organe peut avoir un comportement extrêmement complexe et variable lorsqu'on change de point de fonctionnement ou du régime de cavitation. Notamment même pour une cavitation plus ou moins développée, les courbes correspondant à chaque coefficient de matrice de transfert peuvent être identifiées par des fonctions d'ordres différents, ce qui rend difficile l'analyse de comportement des coefficients des fonctions identifiées, et par conséquent nous n'avons pas pu établir un modèle RLC particulier pour modéliser le comportement fréquentiel d'une veine VDR.

Pour ces campagnes VDR, contrairement au coude, les modulations ont été effectuées sur toute la gamme fréquentielle de 5 à 50 Hz, et donc aucune des fréquences n'a été identifiée à partir d'harmoniques. De manière générale les courbes d'identification ont permis d'obtenir des diagrammes de fonction de transfert de la veine VDR pour les deux régimes de fonctionnement. Malheureusement, les résultats pour les différents points de fonctionnement sont trop différents



pour satisfaire un même modèle RLC du type proposé dans le chapitre 4. Malgré ceci la campagne d'essais de la VDR a été une étape très utile dans la mise en œuvre de la méthodologie du post-traitement et a permis d'observer quelques phénomènes liés à la cavitation.

### 7.6. Identification d'un accumulateur

#### 7.6.1. Intérêt de l'organe

L'accumulateur utilisé sur le banc d'essais est un accumulateur à vessie Olaer EHV 0.2 et il sert à amortir les fluctuations de pression et du débit générés par le modulateur. D'après les simulations présentées dans le chapitre 4, lorsque les accumulateurs sont en place sur le banc d'essais, il n'y a plus de fluctuations en dehors de la zone définie par les accumulateurs et qui contient le modulateur. Sur la branche acoustique du moteur-fusée, l'organe responsable de la même fonction est le système correcteur anti-Pogo, dont le principe ressemble à celui de l'accumulateur. C'est pourquoi il est très important pour la suite des travaux sur le banc de mesurer la fonction de transfert qui correspond à l'accumulateur. [RUBIN 1970] présente quelques types de correcteurs anti-Pogo, que l'on peut voir sur la Figure 7.35. Snecma utilise sur le moteur Vulcain un accumulateur à gaz dont le principe est assez proche de celui montré sur le schéma 'e' de la figure.

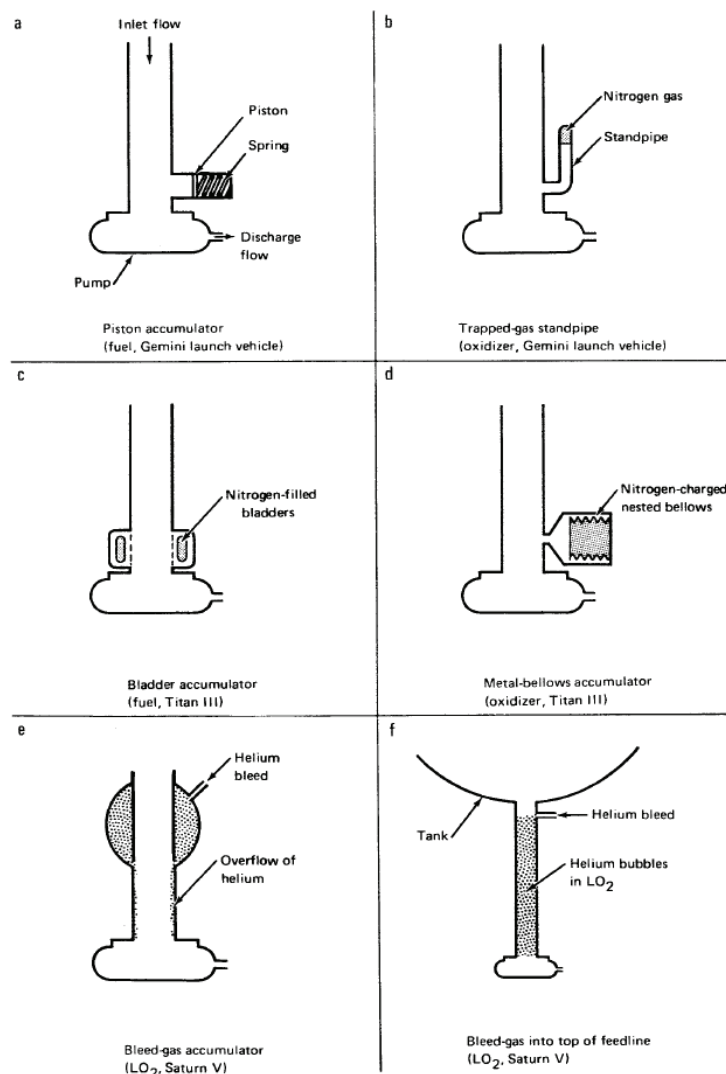


Figure 7.35 : Systèmes correcteurs anti-Pogo [LARSEN 2008]

### 7.6.2. Modèle RLC de l'accumulateur

Comme cela a été décrit dans le chapitre 4, le modèle RLC adopté pour l'accumulateur du banc est du type Surge Shaft, ou cheminée d'équilibre [NICOLET 2007] :

$$A(p) = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -1 & 1 \\ R_{accu} + L_{accu}p + \frac{1}{C_{accu}p} \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.12}$$

Avec les termes qui valent  $C = \frac{\rho_{fluide} V_{gaz}}{\gamma P_{totale}}$ ,  $L = \frac{1}{\omega_0^2 C}$  et  $R \approx \frac{\bar{P}_e}{Q_e}$

Cette matrice correspond à une continuité de pression entre l'entrée et la sortie, alors que sur le débit on peut observer un comportement coupe bande centré en  $\omega_0$ , évalué proche de  $2\pi \cdot 20\text{Hz}$  lors de la phase du dimensionnement du banc présentée au chapitre 4. Cependant, les fluctuations de pression sont elles aussi atténuées grâce à l'effet des tronçons connectés à l'accumulateur qui répartissent l'énergie fluctuante entre la pression et le débit. En effet, un accumulateur hydraulique se comporte comme un modulateur passif. Les paramètres de fonctionnement de la boucle exercent une grande influence sur la matrice de transfert de l'accumulateur. C'est pourquoi il est très important d'être aussi précis que possible pour retrouver un même point de fonctionnement pour chaque vecteur d'entrée, c'est-à-dire pour les différentes courses de piston. D'autre part, il est donc très difficile de décolinéariser par une autre manière, comme en changeant de configuration du banc. Or les tronçons intensimétriques ont été placés en amont et en aval de l'accumulateur gonflé à 2 bar de pression en relatif lorsque la conduite était à 1 bar, pour plusieurs campagnes d'essais, VDR et pompe Siebec en régimes non-cavitant et cavitant. A chaque fois la matrice de transfert correspond donc à un mode de fonctionnement différent pour l'accumulateur. Cependant, c'est pour les dernières campagnes d'essais que les points de fonctionnement ont été le mieux respectés et les résultats les plus précis ont été obtenus. Nous allons présenter donc les matrices de transfert obtenues pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec. Il faut se rappeler que pour tous les résultats de la campagne Siebec, la vessie de l'accumulateur a été gonflée à 2bar lorsque la pression de l'eau dans la conduite est la pression atmosphérique, c'est-à-dire que la pression d'azote dans la vessie pouvait varier légèrement lorsque la pression moyenne changeait entre les différents points de fonctionnement.

### 7.6.3. Modèle RLC de l'accumulateur couplé à la conduite

Sur le banc d'essais on mesure la fonction de transfert de l'accumulateur couplé à la conduite. En effet, il y a une distance de  $l=80\text{cm}$  de tuyauterie à l'amont de l'accumulateur et idem à l'aval de l'accumulateur, car la mesure de la pression et du débit fluctuants est effectuée de manière la plus précise au milieu du tronçon intensimétrique afin de limiter les erreurs dues à l'interpolation. C'est pourquoi les résultats d'évaluation de la fonction de transfert entre les milieux des tronçons intensimétriques sont comparés à ceux du modèle de l'accumulateur couplé aux deux tronçons intensimétriques. Le modèle RLC du système peut être plus rapidement calculé en posant pour la matrice de transfert de l'accumulateur  $A(p)$  ci-dessus :

$$A_{accu}(p) = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Z_{Caccu} & 0 \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.13}$$

## Identification des fonctions de transfert

De plus nous rappelons le modèle de tronçon adopté suivant, en posant  $L = \frac{l}{S}$  pour l'inductance de la conduite,  $C = \rho \chi \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{lS}{a^2}$  pour la capacité de la conduite, et  $R = \frac{16\lambda l Q_{moyen}}{\rho \pi^2 D^5}$  le coefficient de résistance obtenue d'après l'équation de Darcy-Weisbach, et le coefficient  $\gamma_{csh} = \sqrt{(R + Lp)Cp}$  :

$$A_{tronçon} = \begin{pmatrix} ch(\gamma_{csh}) & -(R + Lp) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \\ -Cp \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} & ch(\gamma_{csh}) \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.14}$$

On peut alors remarquer que la matrice de transfert du système étudié expérimentalement est :

$$A_{tronçon} A_{accu} A_{tronçon} = A_{tronçon}^2 + A_{tronçon} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Z_{Caccu} & 0 \end{pmatrix} A_{tronçon} \quad \text{Équation 7.15}$$

Or  $A_{tronçon}^2$  est la matrice de transfert d'une conduite de longueur de 160cm, et du point de vue qualitatif les fluctuations sont peu modifiées entre l'entrée et la sortie par cette matrice. En revanche l'autre partie de l'expression :

$$\begin{aligned} & A_{tronçon} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Z_{Caccu} & 0 \end{pmatrix} A_{tronçon} \\ &= Z_{Caccu} \begin{pmatrix} -(R + Lp) ch(\gamma_{csh}) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} & (R + Lp)^2 \left( \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \right)^2 \\ ch^2(\gamma_{csh}) & -(R + Lp) ch(\gamma_{csh}) \frac{sh(\gamma_{csh})}{\gamma_{csh}} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad \text{Équation 7.16}$$

Du point de vue qualitatif, le terme  $Z_{Caccu}$  a un comportement de coupe-bande, et exerce donc une influence sur tous les termes du système étudié. C'est pourquoi on s'attend à voir une allure fréquentielle de la courbe du gain qui diminue jusqu'à la fréquence de coupure de l'accumulateur et qui remonte, comme celle présentée dans le chapitre 4.

### 7.6.4. Résultats des post-traitements de la fonction de transfert d'accumulateur

#### 7.6.4.1. Campagne Siebec Régime non-cavitant

Pour cette campagne, 4 points de fonctionnement ont été testés, le premier correspond à un débit de 1.2L/s et une pression au niveau de l'accumulateur de 1.01bar, le deuxième à un débit de 1.2L/s et une pression de 1.11bar, le troisième point à un débit de 1.4L/s et une pression de 1.37bar et le quatrième point à un débit de 1.6L/s et une pression de 1.85bar. Les fréquences de rotation de la pompe Siebec ont été en effet de 10, 20, 30 et 40Hz, mais cette pompe ne suffisait pas pour atteindre le débit souhaité, et la pompe de circulation a aussi été mise en route. Il en sera de même pour la deuxième sous-campagne. De plus, il n'a pas été possible d'obtenir tous les points de la fonction de transfert jusqu'à 50Hz, car pour les fréquences de modulateur supérieures à 25Hz des ondes de pression de forte amplitude faisaient leur apparition pour les grandes courses de piston. C'est pourquoi les courbes résultats se limitent à 25Hz. Du point de vue de la modélisation, les coefficients R (proportionnel au débit) et L restent à peu près proches pour les différents régimes de fonctionnement considérés. De plus, lors des tests de la pompe Siebec, seul un accumulateur à l'aval de la pompe a été installé, ce qui peut être la cause des fluctuations de pression importantes observées surtout en entrée de la pompe, d'après les simulations du banc présentées dans le chapitre 4.

## 7.6.4.1.1. Résultats fréquence par fréquence

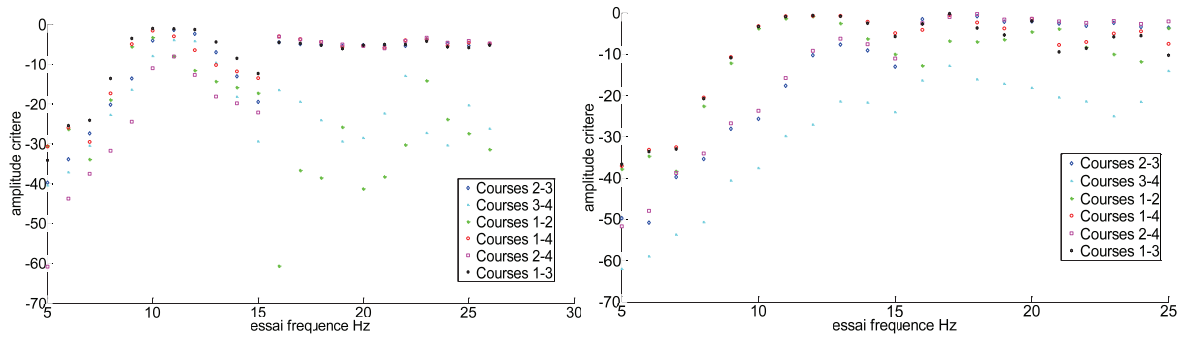


Figure 7.36 : Critères de décolinéarisation pour Q=1.0 et 1.2L/s

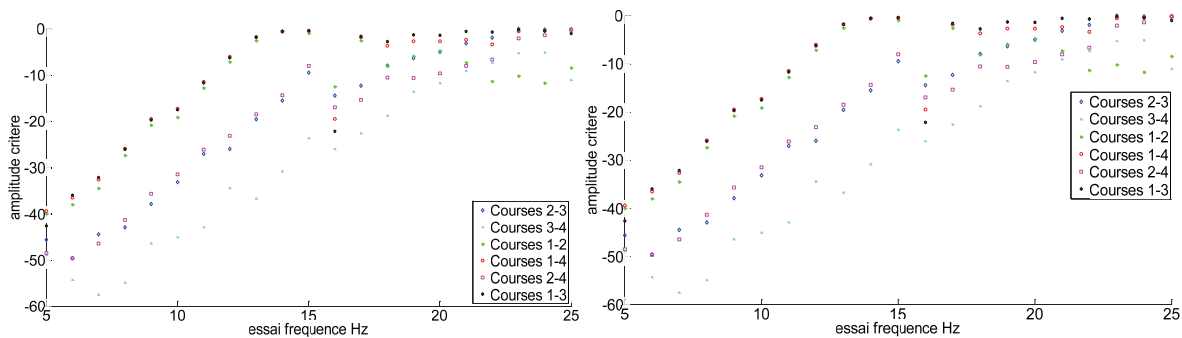


Figure 7.37 : Critères de décolinéarisation pour Q=1.4 et 1.6L/s

Les graphes présentés ci-dessus montrent une bonne décolinéarisation pour les quatre points de fonctionnement étudiés, et surtout à des fréquences supérieures à 13Hz. Mais même pour les fréquences plus basses la valeur du critère dépasse le seuil de -40dB. On rappelle l'expression du critère de décolinéarisation, présentée dans le chapitre 3 :

$$Decoli = \frac{\left| \begin{array}{cc} \frac{P_{e1}}{P_0} & \frac{P_{e2}}{P_0} \\ \frac{Q_{e1}}{Q_0} & \frac{Q_{e2}}{Q_0} \end{array} \right|}{\sqrt{\left( \left\| \frac{P_{e1}}{P_0} \right\|^2 + \left\| \frac{Q_{e1}}{Q_0} \right\|^2 \right) \left( \left\| \frac{P_{e2}}{P_0} \right\|^2 + \left\| \frac{Q_{e2}}{Q_0} \right\|^2 \right)}} \quad \text{Équation 7.17}$$

De manière qualitative ce critère exprime le sinus de l'angle entre les vecteurs d'entrée du système  $\begin{pmatrix} P_{e1} \\ Q_{e1} \end{pmatrix}$  et  $\begin{pmatrix} P_{e2} \\ Q_{e2} \end{pmatrix}$ . Les résultats finaux de l'estimation empirique de la fonction de transfert sont pondérés par le critère, et ceux qui se trouvent inférieurs à -40dB ce qui correspond à un angle de 1° environ ne sont pas pris en compte pour éviter les erreurs où l'amplitude du terme erroné est de plusieurs ordres de grandeur supérieure à celle des autres termes. En notant  $P_0$  et  $Q_0$  respectivement la pression et le débit de référence, 1bar et 0.1kg/s. Du point de vue énergétique, pour la conduite du diamètre 43mm en acier inoxydable 316L, l'énergie volumique fluctuante selon la définition proposée par [DORDAIN 1978] est :

$$e_v = \left( \frac{\|P\|}{\rho a} \right)^2 + \left( \frac{\|Q\|}{\rho S} \right)^2$$

Équation 7.18

Les termes  $P_0$  et  $Q_0$  choisis correspondent à la même énergie fluctuante. En effet, si les termes dans la formule du critère de décolinéarisation avaient été des réels, alors Decoli correspondrait au sinus de l'angle entre les vecteurs  $\begin{pmatrix} P_{e1} \\ Q_{e1} \end{pmatrix}$  et  $\begin{pmatrix} P_{e2} \\ Q_{e2} \end{pmatrix}$ .

## 7.6.4.1.1. Coefficients de gain de pression

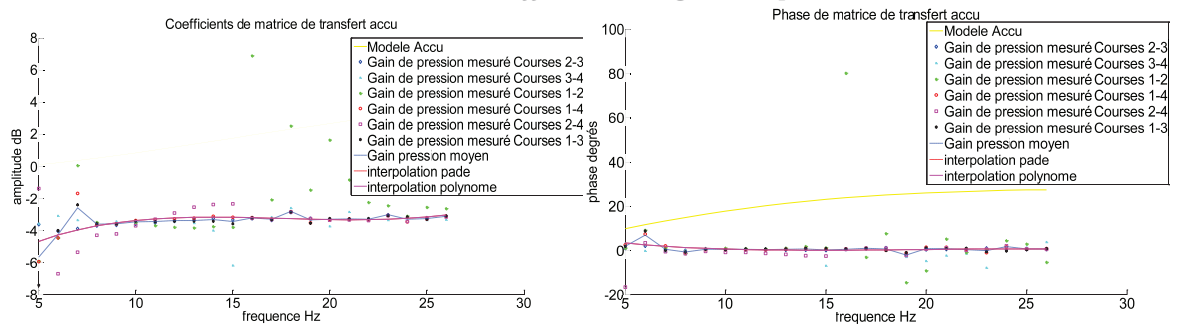


Figure 7.38 : Gain de pression pour  $Q=1.0L/s$

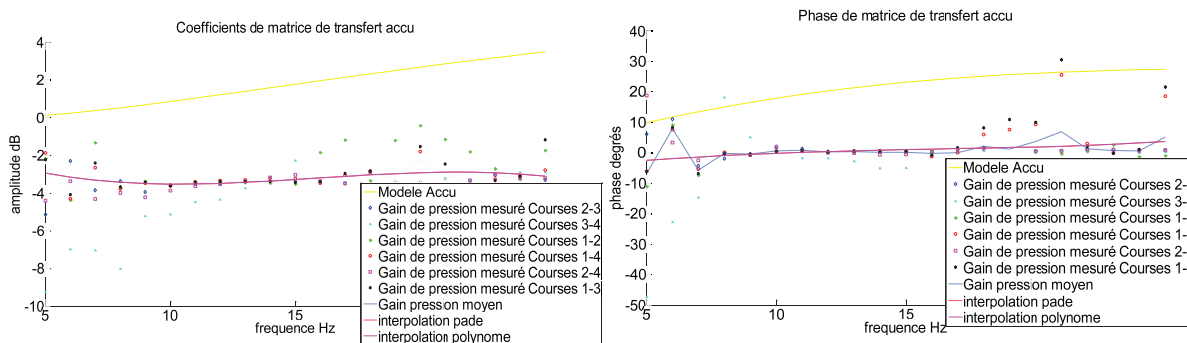


Figure 7.39 : Gain de pression pour  $Q=1.2L/s$

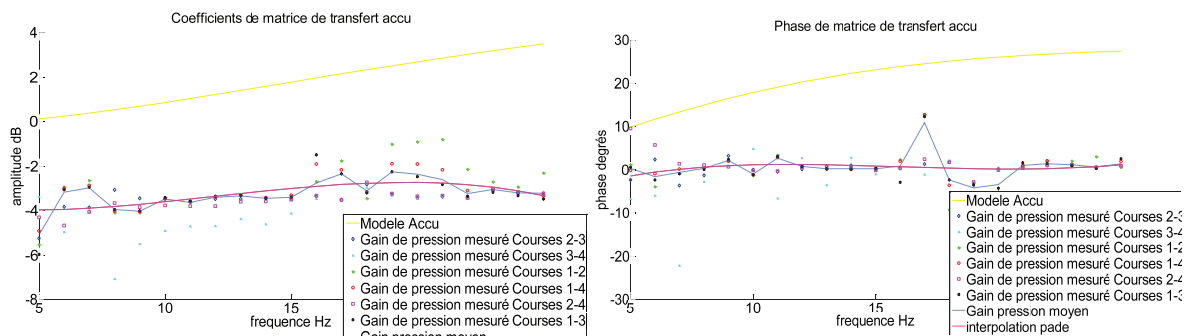


Figure 7.40 : Gain de pression pour  $Q=1.4L/s$

# Identification des fonctions de transfert

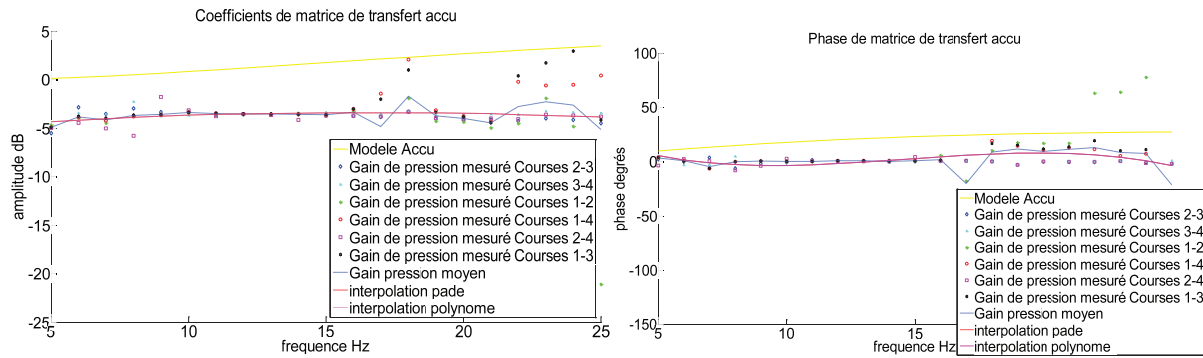


Figure 7.41 : Gain de pression pour  $Q=1.6L/s$

Les graphes ci-dessus présentent les résultats d'évaluation des coefficients de matrice de transfert ainsi que les courbes d'interpolation et les courbes du modèle de référence. Pour les quatre points de fonctionnement étudiés, le gain de pression mesuré a des valeurs très proches. Pour le diagramme de gain, on mesure des valeurs proches de -4dB en légère augmentation avec la fréquence. Ceci correspond physiquement à une atténuation de 35 à 40% du signal d'entrée en module. Il y a une atténuation de 4 à 5dB par rapport au modèle surge shaft proposé par [NICOLET 2007]. En effet pour ce modèle, la valeur du coefficient du gain du débit de l'accumulateur était 1, mais l'effet de l'inductance des tronçons de conduite prises en compte sur la courbe jaune fait légèrement augmenter la valeur du coefficient avec la fréquence. Il se peut que l'allure de la courbe du gain de pression ainsi que pour les autres coefficients de la matrice de transfert soit due au fait que la fréquence de coupure de l'accumulateur dans le cas étudié ne correspond pas à la fréquence calculée (20Hz) par le logiciel proposé par le fabricant mais se trouve en dessous de 5Hz. Pour augmenter cette fréquence de coupure il est possible pour les futurs essais de suggérer de dégonfler la vessie de l'accumulateur ou de concevoir un accumulateur plus petit (il ne peut pas s'agir d'un accumulateur hydraulique de commerce, car Olaer EHV 0.2 est déjà le plus petit disponible).

La dispersion des points expérimentaux est de l'ordre de 1dB ce qui est très précis. La courbe de phase est elle aussi très précise, toutes les courbes sont proches de 0° avec une dispersion de points de l'ordre de 5°. Par conséquent le gain de pression de l'accumulateur est un réel positif. Du point de vue physique, un signal de pression fluctuante en entrée de l'accumulateur se retrouve en sortie amorti d'environ 35% par le biais de l'accumulateur. Ensuite, on n'observe pas d'effet notable des paramètres de régime (la pression ou débit moyens) sur le comportement de ce coefficient de matrice de transfert, le coefficient  $R$  variant assez peu.

De plus, les courbes d'interpolation ont montré pour tous les coefficients des valeurs optimales pour des polynômes d'ordre 3. Par ailleurs, ce sera le cas pour la plupart des coefficients de matrice de transfert pour tous les points de fonctionnement. D'après les résultats montrés de manière générale par les courbes d'interpolation, l'ordre des fonctions de transfert est a priori faible et ne dépasse pas 3.

En conclusion on peut affirmer d'après les résultats que d'une manière grossière que  $Z_m$  est un réel positif, quasiment constant en fonction de la fréquence, et vaut environ 0.65.

# Identification des fonctions de transfert

## 7.6.4.1.1.2.

## Coefficients d'inductance

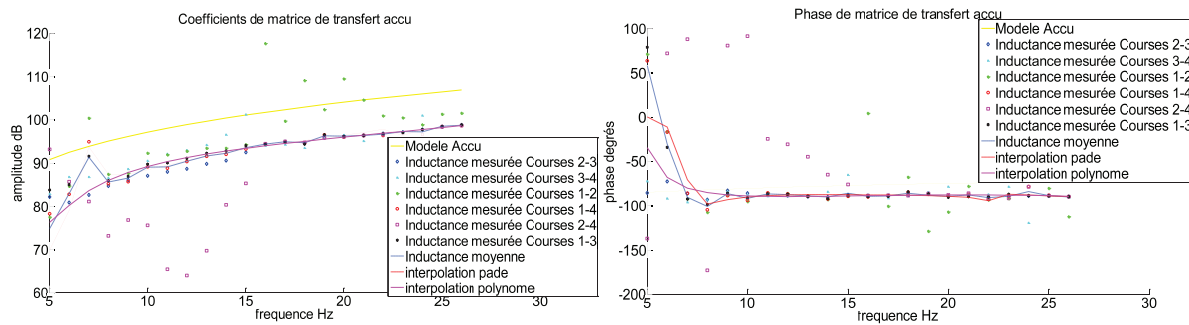


Figure 7.42 : Inductance pour  $Q=1.0L/s$

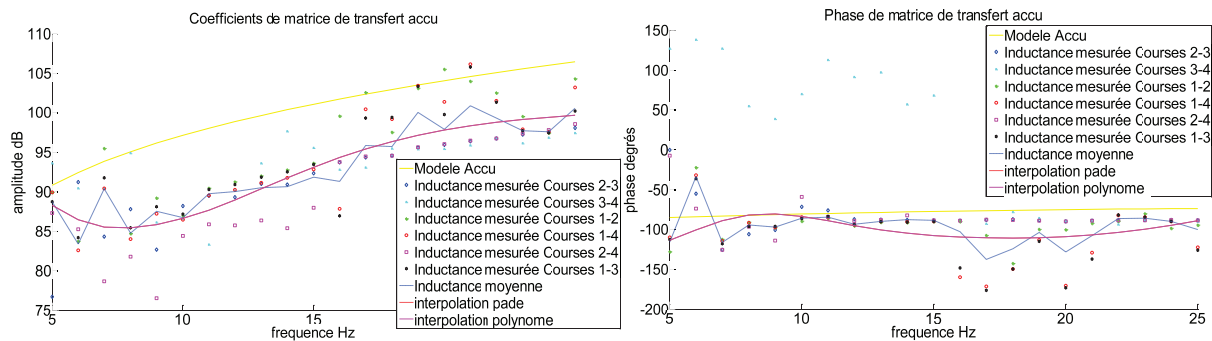


Figure 7.43 : Inductance pour  $Q=1.2L/s$

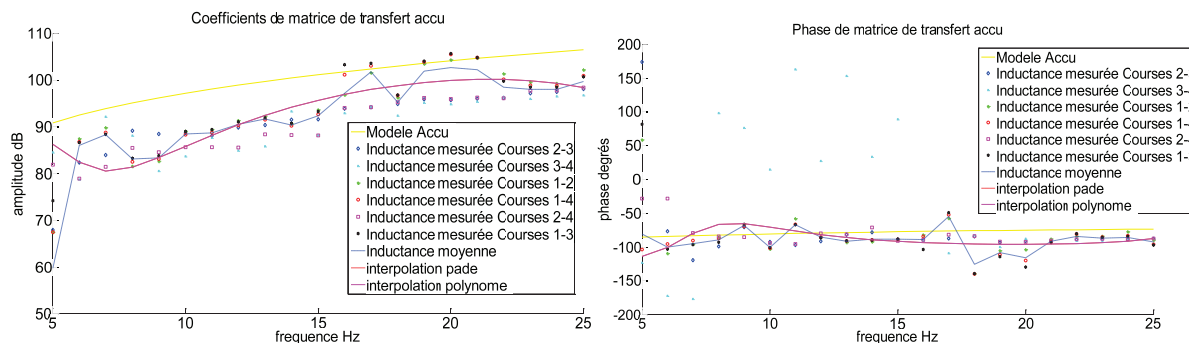


Figure 7.44 : Inductance pour  $Q=1.4L/s$

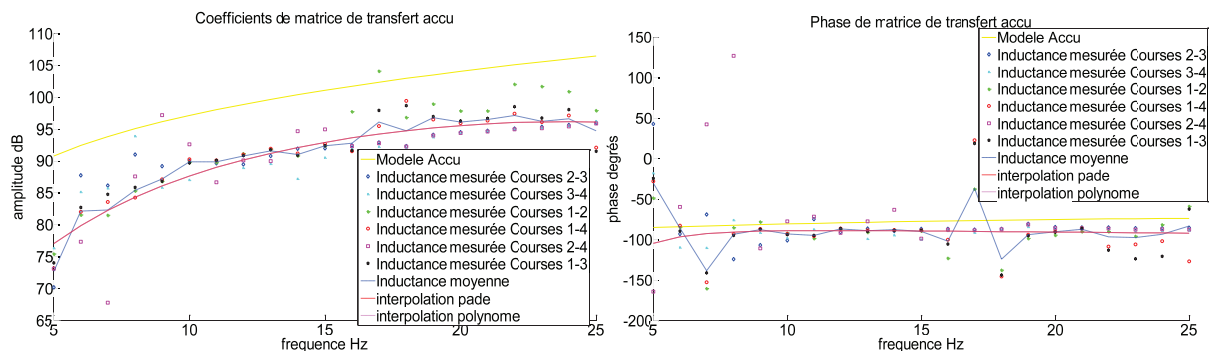


Figure 7.45 : Inductance pour  $Q=1.6L/s$

Les courbes de l'inductance montrent un comportement vis-à-vis du modèle très proche du cas précédent, dans la mesure où l'allure des courbes expérimentales est similaire aux courbes



théoriques, mais les courbes expérimentales sont entre 5 et 10dB plus bas. La dispersion des points expérimentaux est faible pour le gain et pour la phase, mais plus importante que dans le cas du gain de pression (5dB pour le gain et 10 à 20° pour la phase). De plus, tout comme pour le gain de pression, le point de fonctionnement n'exerce que très peu d'influence sur la courbe, mais on peut remarquer que lorsque le débit et la pression moyenne augmentent au fil des points de fonctionnement étudié, les valeurs de la courbe d'inductance ont tendance à descendre. On rappelle que l'inductance traduit l'influence des fluctuations du débit d'entrée sur les fluctuations de la pression de sortie. Les valeurs observées pour les différentes fréquences et les différents points de fonctionnement de 80 à 100dB signifient que pour une fluctuation du débit d'entrée de 100g/s, la fluctuation générée de la pression de sortie serait de 10 à 100mbar. La phase de l'inductance est proche de -90° sur tout le domaine fréquentiel, ce qui correspond à un retard de phase d'un quart de période constant quelle que soit la fréquence de modulation. Cette valeur est très proche de celle donnée par le modèle RLC. Du point de vue numérique on peut conclure d'après ces résultats que l'inductance peut s'exprimer de manière grossière comme  $Z_L = -Lp$ , avec le coefficient L réel de l'ordre de  $10^4$  à  $10^5 \text{ Pa/kg.s}$ , mais qui croît en fonction de la fréquence. En utilisant la méthode présentée dans le chapitre 1, l'étude de l'influence de l'inductance sur la pression de sortie montre que le terme  $\frac{\|Z_L Q_e\|}{\|Z_m P_e\|}$  est inférieur à 1 pour tous les essais d'accumulateur étudiés, et pour la majorité des cas est compris entre 0.2 et 0.3, ce qui signifie que l'inductance du système comprenant l'accumulateur et deux tronçons de 80cm a moins d'influence sur la pression de sortie que le gain de pression, ce qui permettrait en partie d'expliquer le fait que les points expérimentaux résultats du gain de pression sont moins dispersés que ceux relatifs à l'inductance.

## 7.6.4.1.1.3. Coefficients de compressibilité

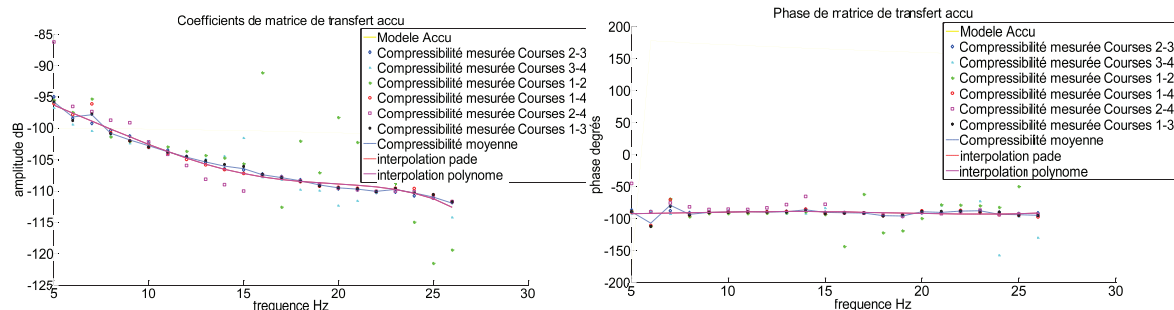


Figure 7.46 : Compressibilité pour  $Q=1.0 \text{ L/s}$

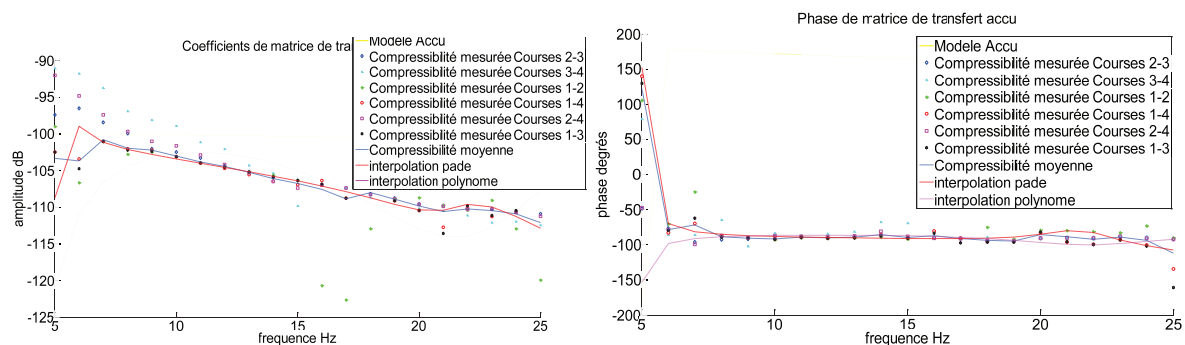


Figure 7.47 : Compressibilité pour  $Q=1.2 \text{ L/s}$

# Identification des fonctions de transfert

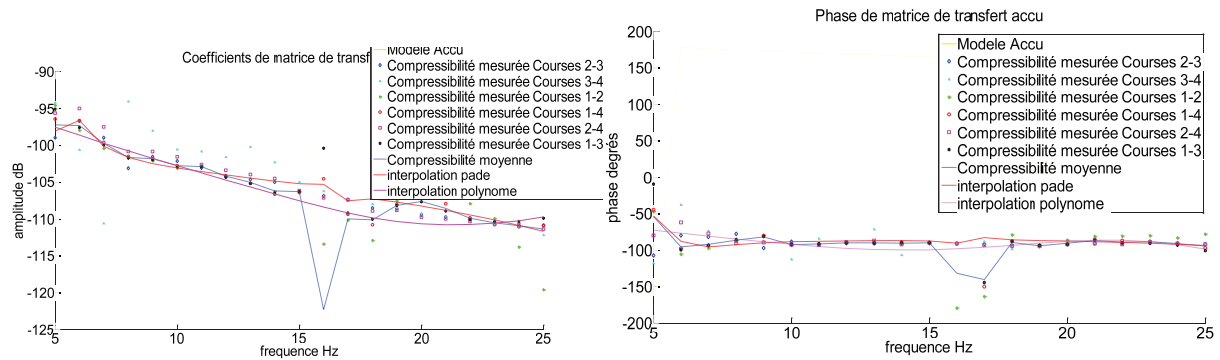


Figure 7.48 : Compressibilité pour  $Q=1.4L/s$

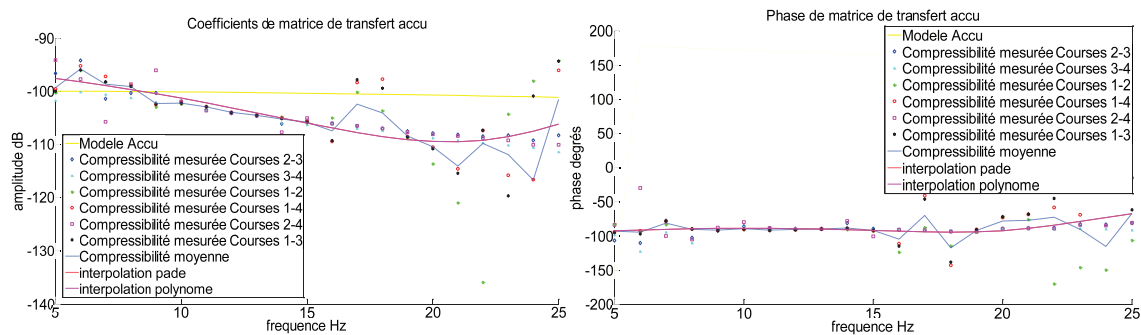


Figure 7.49 : Compressibilité pour  $Q=1.6L/s$

Les courbes ci-dessus présentent le comportement de la compressibilité en fonction de la fréquence pour les différents points de fonctionnement lors de la campagne Siebec non-cavitant. La compressibilité traduit l'influence de la pression d'entrée du système sur le débit de sortie. Les courbes expérimentales mettent en évidence une décroissance de la compressibilité avec la fréquence quel que soit le régime de fonctionnement considéré. L'ordre de grandeur de la compressibilité est de -100dB donc pour une fluctuation de pression d'entrée de 0.1bar la fluctuation du débit générée est de 100g/s, ce qui est une valeur assez importante. La phase du diagramme de Bode se situe aussi environ à  $-90^\circ$  ce qui correspond à un quart de période de retard de la sortie par rapport à l'entrée. Un tel résultat (opposé au modèle surge shaft tracé sur les graphiques) pourrait s'expliquer par la prépondérance du terme de la compressibilité sur les deux autres termes ( $R_{accu}$  et  $L_{accu} \cdot p$ ), et par conséquent le terme  $Z_c$  devenant proche de  $-C/p$ .

## 7.6.4.1.1.4. Coefficients du gain de débit

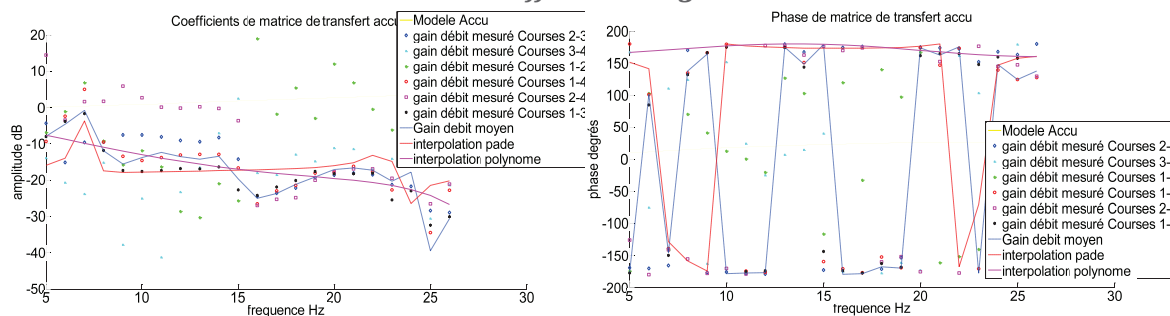


Figure 7.50 : Gain du débit pour  $Q=1.0L/s$

# Identification des fonctions de transfert

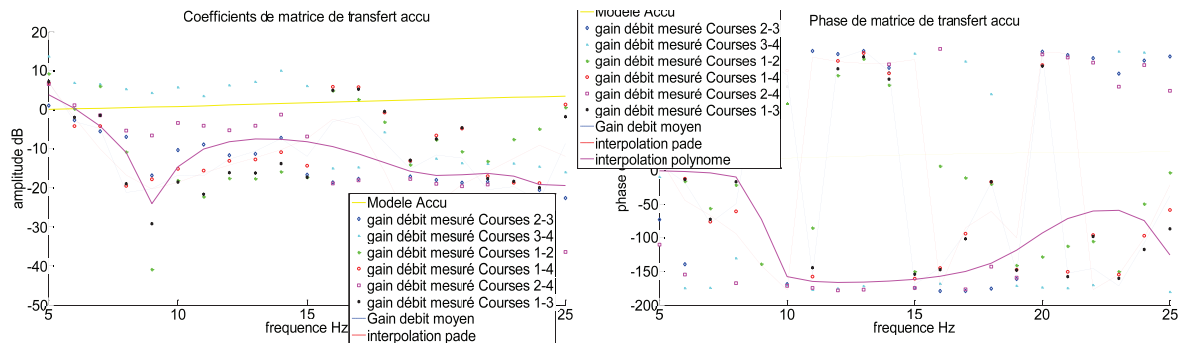


Figure 7.51 : Gain du débit pour  $Q=1.2L/s$

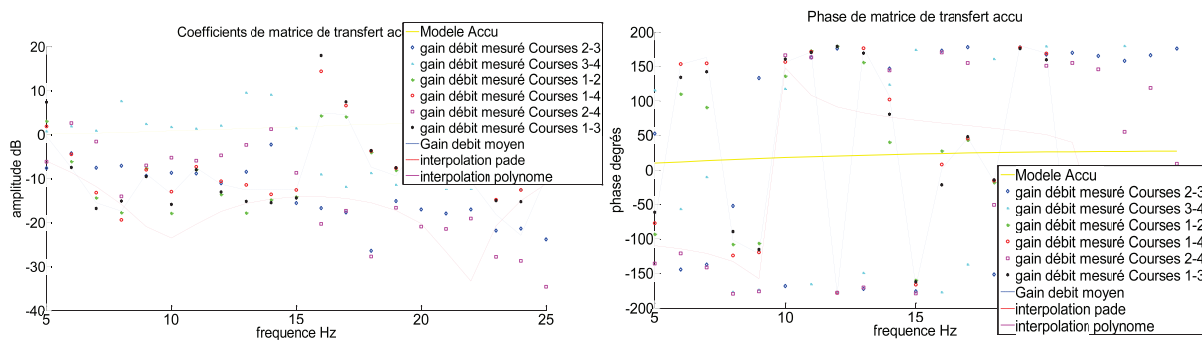


Figure 7.52 : Gain du débit pour  $Q=1.4L/s$

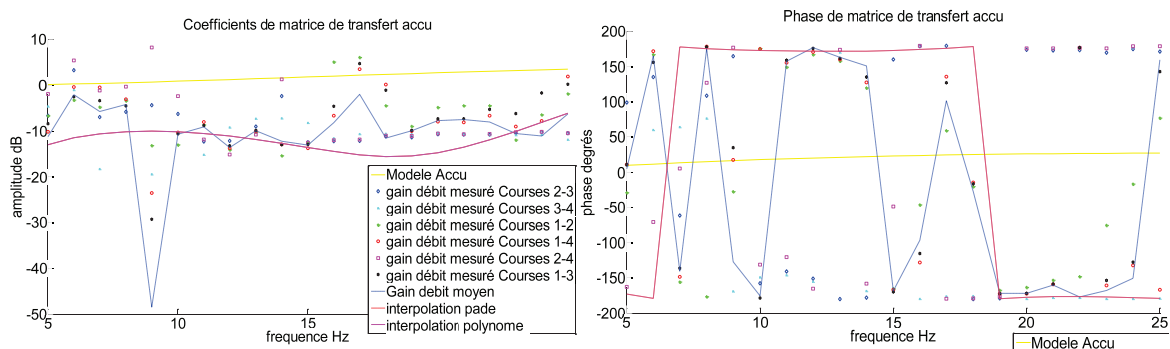


Figure 7.53 : Gain du débit pour  $Q=1.6L/s$

Les figures ci-dessus présentent les diagrammes de Bode relatives au gain du débit pour les différents régimes de fonctionnement. La dispersion des points expérimentaux est plus importante pour ce coefficient allant jusqu'à 10dB et les courbes d'interpolation se situent assez loin de la courbe moyenne des résultats du gain. En ordre de grandeur, le gain du débit se situe pour les différents régimes de fonctionnement près de -10dB, ce qui correspond à une atténuation par un rapport de 3, mais l'allure des courbes du gain du débit varie selon le point de fonctionnement. Pour la courbe de phase, malgré l'aspect visuel chaotique, les valeurs sont toutes très proches de 180° (défini à 360° près). Ceci montre que le débit de sortie peut se trouver en opposition de phase du débit d'entrée en absence des fluctuations de pression. Ce résultat contredit le modèle surge shaft implémenté. En effet l'étude d'influence du terme de compressibilité sur le débit de sortie montre que le rapport  $\frac{\|Z_c P_e\|}{\|Z_M Q_e\|}$  est supérieur à 2 et peut même atteindre 5 pour les régimes étudiés. Par conséquent l'influence du débit d'entrée sur le débit de sortie est bien moins importante que celle de la

## Identification des fonctions de transfert

compressibilité, qui est très importante pour l'accumulateur et ceci peut expliquer la grosse dispersion des valeurs du gain du débit trouvées pour les différentes paires de courses du piston.

### 7.6.4.1.2. Résultats essais chirp

Un essai de type chirp a été réalisé pour le point de fonctionnement correspondant à un débit de 1L/s et la matrice de transfert d'accumulateur a pu être étudiée à partir des résultats de ce signal. Il semble intéressant de comparer les courbes obtenues par l'évaluation empirique de la fonction de transfert (en bleu) avec les différents coefficients obtenus pour le même point de fonctionnement lors de la campagne fréquence par fréquence. Les allures et les amplitudes de tous les coefficients sont très proches, ce qui confirme la reproductibilité des mesures de la matrice de transfert. En revanche les matrices de transfert ont été obtenues sur un domaine fréquentiel de pas de 0.1Hz (car le temps d'acquisition a été de 10s), et l'énergie qui correspond à chaque fréquence est assez faible, ce qui permet d'expliquer la nature très bruitée des différentes courbes aussi bien en module (bruit d'environ 10dB) qu'en phase, où il est difficile de lire certaines courbes.

L'algorithme ARMAX a été appliqué dans ce cas sur un signal chirp où la fréquence d'acquisition a été artificiellement réduite (divisée par 50), ce qui a permis de se rapprocher des courbes de référence. En effet l'ordre de 7 a été implémenté pour l'algorithme et les pôles et les zéros ont été alors automatiquement recherchés dans le domaine fréquentiel entre 0 et 640Hz au lieu du domaine entre 0 et 32kHz.

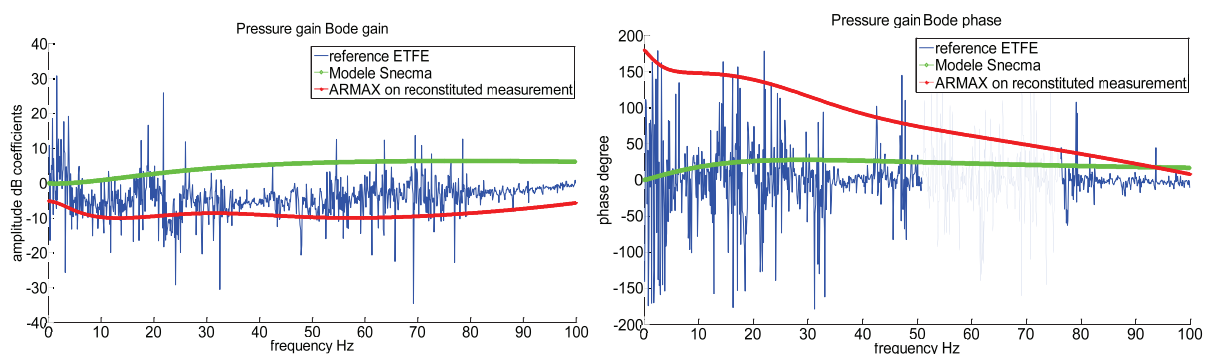


Figure 7.54 : Gain de pression

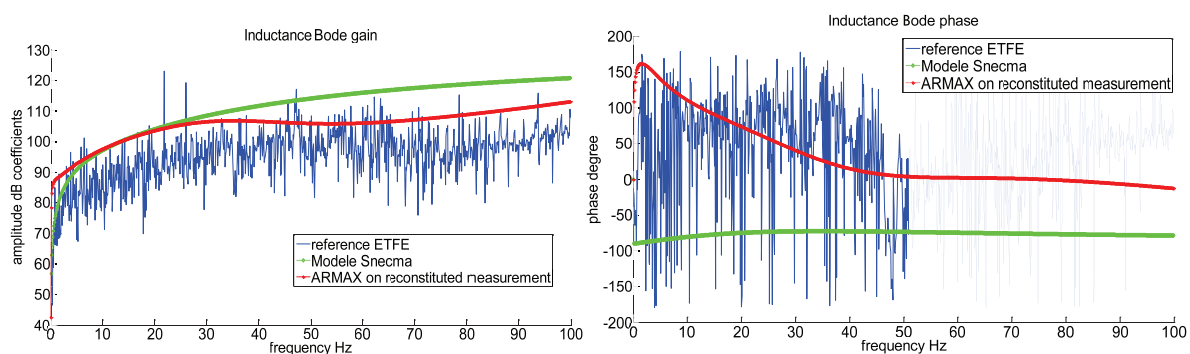


Figure 7.55 : Inductance

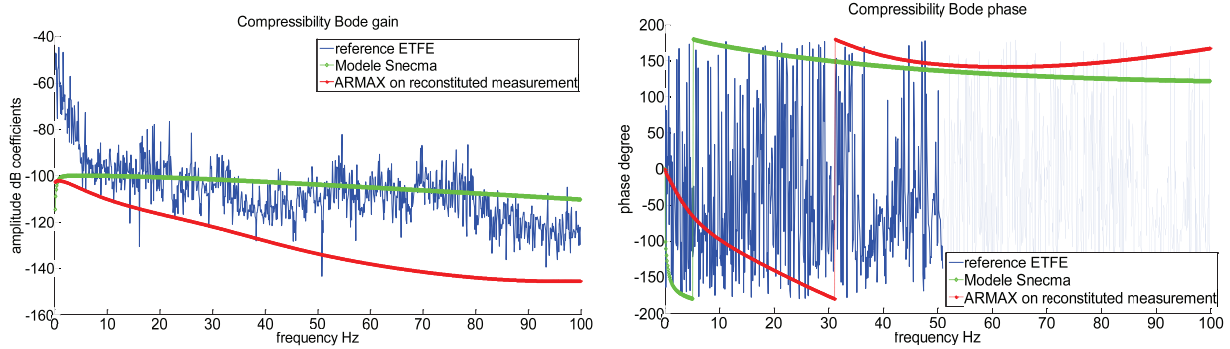


Figure 7.56 : Compressibilité

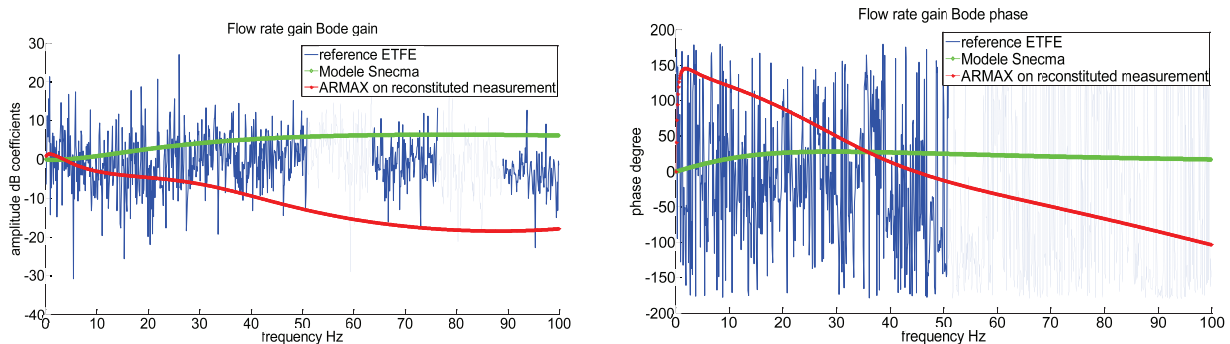


Figure 7.57 : Gain du débit

En conclusion, la campagne Siebec en régime non-cavitant a permis de proposer les outils d'identification fréquence par fréquence en utilisant le critère de décolinéarisation et l'interpolation rationnelle, ainsi que les méthodes relatives à l'exploitation des signaux riches en fréquences : ARMAX et l'évaluation empirique. Ces outils seront exploités dans les campagnes suivantes en vue de leur optimisation, validation et utilisation pour les travaux futurs.

#### 7.6.4.2. Identification d'accumulateur lors de la campagne Siebec en régime cavitant

La campagne de la pompe Siebec en régime cavitant a aussi permis d'identifier la fonction de transfert d'un accumulateur, sur un domaine beaucoup plus large que celui traité lors de la campagne de la pompe Siebec en régime non-cavitant. De plus les résultats obtenus présentent très peu de dispersion et permettent de confirmer les tendances des fonctions de transfert observées dans la campagne précédente. Cependant, pour alléger la lecture de ce manuscrit, les résultats de l'identification d'accumulateur relatifs à la campagne Siebec en régime non-cavitant sont présentés dans l'Annexe 3, que nous invitons le lecteur vivement à consulter.

#### 7.6.4.3. Conclusion de l'identification d'accumulateur

Les résultats de l'identification d'accumulateur ont été présentés dans ce paragraphe. Il faut souligner la qualité des résultats pour la plupart des coefficients, surtout le gain de pression et la compressibilité. Il a été possible de comparer plusieurs régimes de fonctionnement entre eux et d'en déduire l'influence des paramètres du régime sur les résultats finaux. Ainsi, le débit moyen n'exerce que très peu d'influence sur les coefficients de la matrice, alors que l'augmentation de la pression moyenne a priori fait baisser l'inductance et le gain du débit mais augmente la compressibilité. Nous avons aussi pu établir des courbes de tendance pour pouvoir affirmer la nature du comportement du système pour les différents coefficients et l'ordre de grandeur des paramètres importants. Ainsi dans le cas de notre système d'accumulateur couplé avec deux tuyaux de 80cm le gain de pression est un

nombre réel constant, l'inductance est un filtre dérivateur (amplifie les fluctuations du débit à hautes fréquences), la compressibilité un intégrateur (amortit les fluctuations de pression à hautes fréquences) et le gain du débit peut changer de comportement en fonction de la pression moyenne.

La campagne d'identification d'accumulateur a permis de mettre à l'épreuve les critères d'évaluation de la qualité de résultats, ainsi que de s'assurer du bon fonctionnement de la méthodologie globale et de la bonne reproductibilité des essais en comparant les résultats pour les différents signaux d'entrée et pour les différents algorithmes d'identification.

### 7.7. Identification de la pompe Siebec

La campagne d'identification de la pompe Siebec est la campagne d'essais principale de cette thèse. Les résultats obtenus nous permettront d'estimer le comportement dynamique d'une pompe centrifuge en cavitation. Le but des travaux décrits dans ce paragraphe est de présenter les résultats obtenus lors des sous-campagnes effectuées, en régime cavitant et en régime non-cavitant. Les différents phénomènes qui ont eu lieu lors de la campagne pourront être expliqués et comparés aux observations physiques présentées dans le paragraphe 4.3.5. Ces données peuvent servir à prédire le comportement d'une pompe spatiale, comme HM7 qui est composée d'un inducteur axial et d'un rouet centrifuge. Cependant, dans le cas d'inducteur HM7, lorsque la cavitation se produit, elle peut avoir lieu non seulement au niveau des aubes d'inducteur, mais aussi au niveau de celles du rouet.

Lors de la première campagne d'essais la pompe fonctionnait en régime non-cavitant, et quatre points de fonctionnement de la pompe ont été étudiés, à savoir la vitesse de rotation de la pompe de 10Hz pour un débit de 1.0L/s, 20Hz pour un débit de 1.2L/s, 30Hz pour un débit de 1.4L/s et 40Hz pour un débit de 1.6L/s. Pour le régime cavitant les quatre points testés ont été de 45Hz et de 50Hz, pour ces deux fréquences de rotation nous avons essayé deux pressions d'entrée différentes, une pour faire caviter la pompe et une autre pour appliquer un régime non-cavitant pour pouvoir comparer les fonctions de transfert. Or la puissance fournie par la pompe (maximum 1.1kW) n'est pas suffisante pour établir le régime recherché et par conséquent la pompe de circulation a aussi été mise en fonctionnement.

#### 7.7.1. Présentation de l'organe

Une présentation détaillée de cet organe a été effectuée dans le chapitre 4. La pompe Siebec est une pompe centrifuge à 5 aubages de modèle A19, qui cavite très difficilement, car elle a un NPSP absolue inférieur à 0.1bar, et les points de fonctionnement en cavitation étudiés présentaient une pression moyenne en entrée de l'ordre de 70mbar. La mise en route d'une pompe à vide a été nécessaire pour réussir à atteindre le point de fonctionnement recherché. De plus, la volute d'origine a été remplacée par une nouvelle volute en matière plastique qui s'est avérée élastique et par conséquent il se peut que l'effet de compressibilité de volute puisse être présent dans la matrice de transfert comme cela a été le cas pour l'étude [RZENTKOWSKI 2000].

#### 7.7.2. Rappel de la modélisation RLC

Les courbes sur les diagrammes de Bode qui représentent le modèle de pompe centrifuge correspondent à la description empirique de la matrice de transfert proposée par [BRENNEN 1994], présentées dans le chapitre 1 :

$$\begin{pmatrix} P_s \\ Q_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_e \\ Q_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.19}$$



## Identification des fonctions de transfert

Les termes  $Z_m$  et  $Z_M$  sont proches de 1, alors que les termes  $Z_c$  et  $Z_L$  s'écrivent respectivement  $-(R+Lp)$  et  $-Cp$ . En assimilant chaque terme de la matrice à son développement de Taylor d'ordre 1:

$$(Z_m - 1)\Omega \approx \frac{K\zeta\epsilon}{4} \left( \cot\beta_{b1} + \frac{\varphi_1}{\sin^2(\beta_{b1})} \right) \quad \text{Équation 7.20}$$

$$Z_L R_{T1} \approx -\frac{\zeta}{4\pi \sin^2(\beta_{b1})} \quad \text{Équation 7.21}$$

$$Z_c \frac{\Omega^2}{R_{T1}} \approx -\pi K\zeta\epsilon/4 \quad \text{Équation 7.22}$$

$$(Z_M - 1)\Omega \approx -\frac{\zeta\epsilon}{4} \left( \frac{M}{\varphi_1} - \frac{K\varphi_1}{\sin^2(\beta_{b1})} \right) \quad \text{Équation 7.23}$$

Les coefficients  $K$  et  $M$  sont proches respectivement de 1.3 et 0.8 pour les rouets étudiés par Brennen.  $\Omega$  est la fréquence de rotation de la pompe,  $R_{T1}$  est le rayon du bout d'aubage,  $\beta_{b1}$  est l'angle d'attaque d'aubage. Le coefficient de géométrie  $\zeta$  vaut  $\zeta = \frac{lZ_R}{R_{T1}}$  où  $l$  est la longueur axiale d'aube et  $Z_R$  le nombre d'aubages. Le coefficient du débit  $\varphi_1 = \frac{Q}{R_{T1}\Omega}$  et le coefficient  $\epsilon$  s'écrit en fonction du coefficient de cavitation  $\epsilon = \frac{0.02}{\sigma}$ , où le coefficient de cavitation vaut  $\sigma = \frac{P - P_{vap}}{1/2 \rho R_{T1} V_M^2}$  pour la pompe, ce qui est différent de la définition utilisée pour la veine VDR. L'allure des courbes théoriques est du type dérivateur, et le diagramme de Bode est une fonction croissante de la fréquence. De plus, on observe d'après le modèle que trois coefficients sur quatre (tous sauf l'inductance) dépendent directement du coefficient de pression sigma, et plus sigma diminue, plus la valeur du gain de pression, de la compressibilité, et du gain du débit augmentent. Cependant on peut voir que la valeur des coefficients donnée par le modèle du fait de cette dépendance de la pression d'entrée est exagérée pour la pompe testée car la cavitation se fait à des valeurs de sigma plus faibles que pour les géométries de pompes testées par [BRENNEN 1982] lors de ses expériences. La première campagne d'essais se produit en régime non cavitant, et la matrice de transfert RLC du modèle de Brennen devient alors :

$$\begin{pmatrix} P_s \\ Q_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & Z_L \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_e \\ Q_e \end{pmatrix} \quad \text{Équation 7.24}$$

Où le coefficient d'inductance est calculé de la même manière que dans le régime cavitant. De plus nous rappelons que [OHASHI 1969] a remarqué que ce comportement quasistatique sera observé pour les pulsations  $\omega$  satisfaisant la relation :

$$\frac{\omega}{\Omega} < 0.05 \frac{Z_R \varphi}{\cos \beta} \quad \text{Équation 7.25}$$

Où on appelle  $Z_R$  le nombre d'aubages de la roue. Pour notre cas la fréquence maximale où l'analyse quasistatique reste valable varie entre 7 et 10Hz et ne permet évidemment pas d'affirmer le modèle de [BRENNEN 1982] sur tout le domaine étudié.



## Identification des fonctions de transfert

Cependant le modèle de Brennen est toujours pris entre le point de mesure de pression en entrée et à la sortie des organes, par conséquent, les conduites ont été intégrées dans la représentation de l'organe ainsi qu'une série de coudes qui permettent de relier la sortie de la volute et l'aval de la branche acoustique. On peut tout de même remarquer que même si la compressibilité du modèle est nulle pour la volute, lorsque celle-ci est couplée à la tuyauterie et aux coudes alors la valeur des coefficients du système a une allure qui est présentée sur les figures correspondant au régime de 1.0L/s, comme la Figure 7.62, la Figure 7.66, la Figure 7.71 et la Figure 7.75.

### 7.7.3. Campagne en régime non-cavitant

Au cours de cette campagne quatre points de fonctionnement de la pompe ont été testés, à 10, 20, 30 et 40Hz de rotation. Le tableau suivant présente les valeurs de paramètres que l'on a pu observer pour les différents points. Il faut noter que lors du changement d'une course de piston à une autre les points de fonctionnement présentés ont bien été retrouvés.

Tableau 7.1 : Conditions de fonctionnement en campagne Siebec non cavitant

Rotation Siebec	Pression entrée	Pression sortie	Débit	$\sigma_B$	$\phi$
10Hz	1.05bar	1.00bar	1.01L/s	14	0.19
20Hz	1.00bar	1.10bar	1.22L/s	3.6	0.11
30Hz	1.00bar	1.37bar	1.45L/s	1.6	0.093
40Hz	1.03bar	1.85bar	1.65L/s	0.9	0.079

On remarque notamment que pour la fréquence de rotation la plus basse la pompe Siebec ne fait pas monter la pression dans le circuit. Les coefficients adimensionnels présentés sont ceux définis dans [BRENNEN 1982] et expliqués dans le chapitre 1. Par ailleurs les raies fréquentielles liées à la rotation de la pompe sont facilement observables sur les graphes des transformées de Fourier des signaux de pression, en revanche leur effet reste a priori limité sur l'évaluation de la matrice de transfert.

#### 7.7.3.1. Décolinéarisation

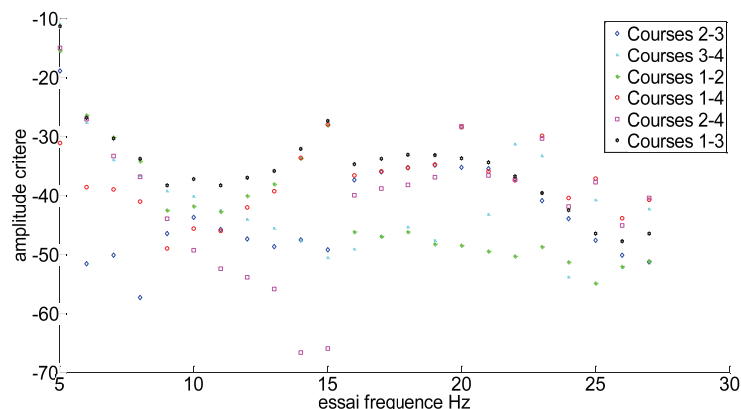


Figure 7.58 : Critère de décolinéarisation pour Q=1.0L/s

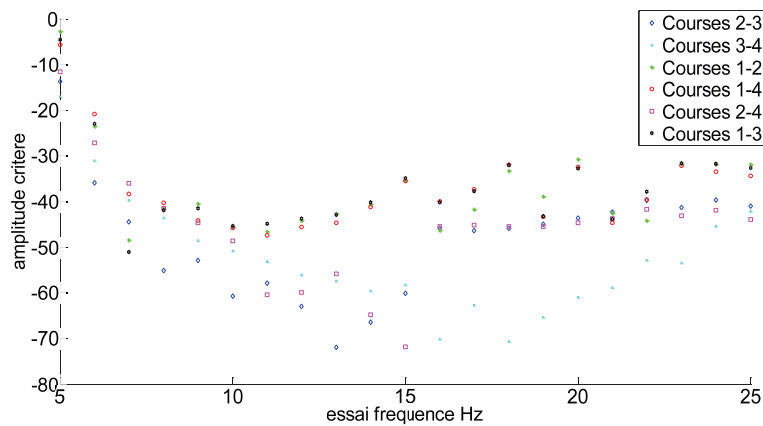


Figure 7.59 : Critère de décolinéarisation pour  $Q=1.2L/s$

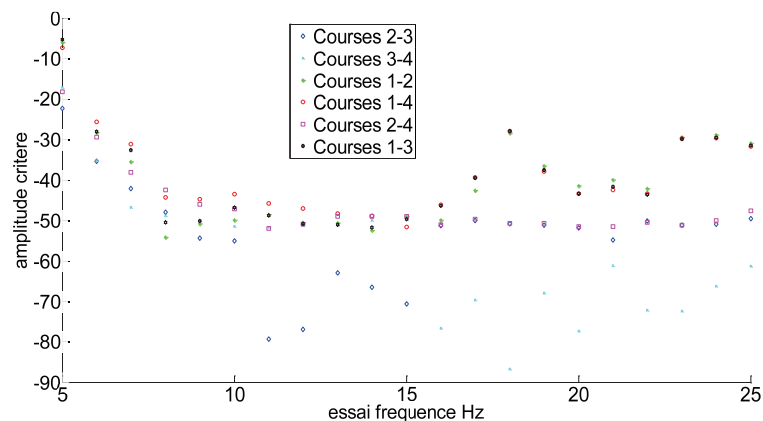


Figure 7.60 : Critère de décolinéarisation pour  $Q=1.4L/s$

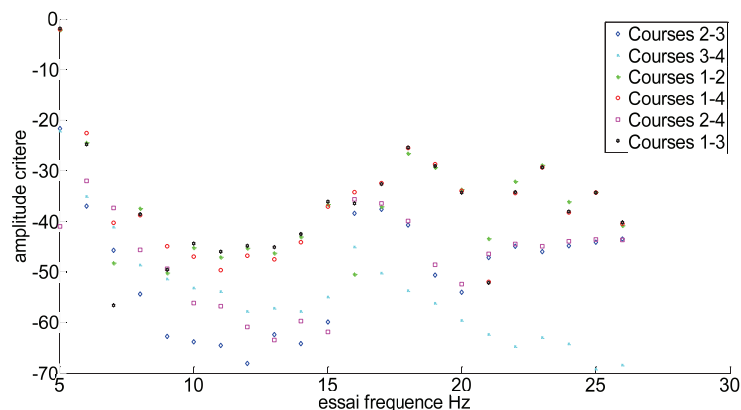


Figure 7.61 : Critère de décolinéarisation pour  $Q=1.6L/s$

Le critère de la décolinéarisation a été développé d'après les résultats de la campagne d'essai de la pompe Siebec non-cavitant. En effet il a été remarqué d'après les observations effectuées que les valeurs du critère inférieures à -40dB (ce qui correspond à un sinus d'angle de 0.01) donnent des résultats moins précis lors de la procédure d'identification que les points où les valeurs du critère sont plus importantes. C'est pourquoi lorsque les valeurs du critère sont inférieures à ce seuil, seulement la plus grande des valeurs est considérée pour effectuer la moyenne, et lorsque certains points sont supérieurs alors on prend la moyenne de tous les points supérieurs au seuil de -40dB. Sur les graphes présentés on peut voir que sur chaque point de fonctionnement essayé, les fréquences

## Identification des fonctions de transfert

entre 9 et 14Hz montrent généralement la valeur du critère légèrement inférieures à 40dB ce qui permet d'affirmer que sur ce domaine fréquentiel les résultats d'identification sont a priori moins fiables que sur le reste du domaine fréquentiel de 5 à 50Hz. La campagne d'essais Siebec non-cavitant s'est composée de deux sous-campagnes : d'une sous-campagne entre 5 et 15Hz et l'autre sous-campagne entre 16Hz et les fréquences maximales de l'ordre de 25 à 30Hz. En effet la série d'essais se terminait lorsque le système réagissait par des fluctuations de pression trop importantes à des excitations produites par le modulateur.

### 7.7.3.2. Résultats de gain de pression

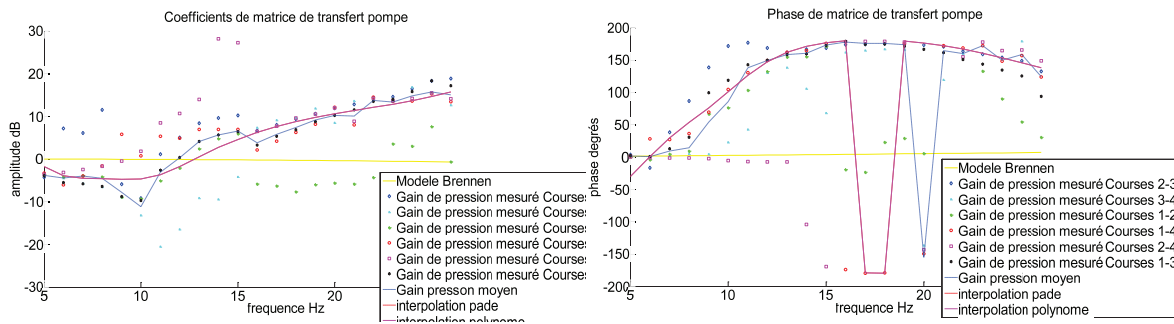


Figure 7.62 : Gain de pression pour  $Q=1.0\text{L/s}$

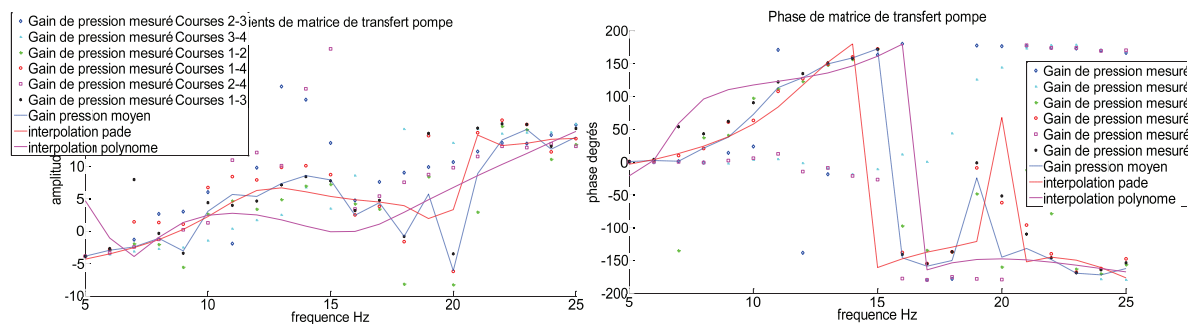


Figure 7.63 : Gain de pression pour  $1.2\text{L/s}$

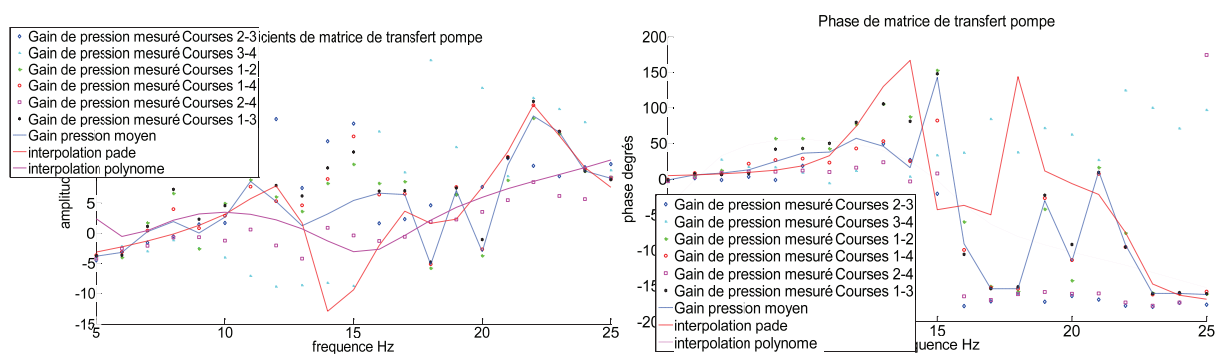


Figure 7.64 : Gain de pression pour  $Q=1.4\text{L/s}$

# Identification des fonctions de transfert

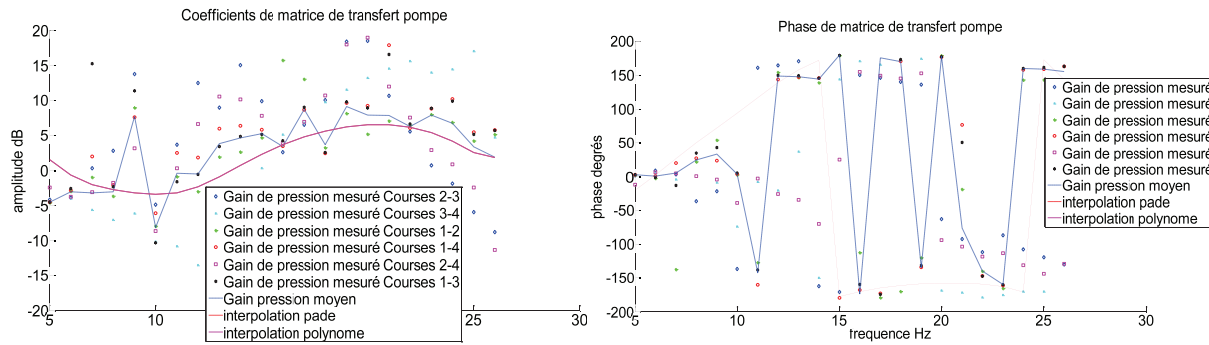


Figure 7.65 : Gain de pression pour  $Q=1.6L/s$

Les graphes ci-dessus montrent les résultats obtenus expérimentalement pour le coefficient du gain de pression. On peut y constater une allure du gain similaire pour les différents points de fonctionnement, mais un diagramme de phase qui est un peu différent pour un débit moins élevé. La courbe du gain a tendance à monter avec la fréquence en passant de -5dB à presque 20dB ce qui correspond pour les basses fréquences à une atténuation de 45% de la pression de sortie par rapport aux fluctuations de la pression d'entrée, et une amplification par un facteur de 10 pour les fluctuations à hautes fréquences. De plus, les signaux de pression seraient transmis avec une phase contraire des fluctuations de pression d'entrée. La dispersion des points expérimentaux est faible (de l'ordre de 1 à 3dB) surtout pour le débit de 1.0L/s. On remarque que c'est pour cette série de mesures que le critère de décolinéarisation est le mieux respecté. La courbe de phase monte de 0 à 180° mais différemment selon le point de fonctionnement testé : progressivement pour le débit le plus faible et plus brusquement pour les autres points de fonctionnement. On ne remarque pas de rupture dans l'allure des courbes entre 15 et 16Hz entre les deux parties de la campagne : les brusques sauts de phase se produisant entre +180 et -180 degrés. Une montée du gain importante entre 15 et 25Hz pour une phase de  $\pi$  mettent en évidence à priori un filtre dérivateur du second ordre pour ce domaine fréquentiel. Ce comportement est très différent de celui proposé par le modèle de référence.

## 7.7.3.3. Résultats d'inductance

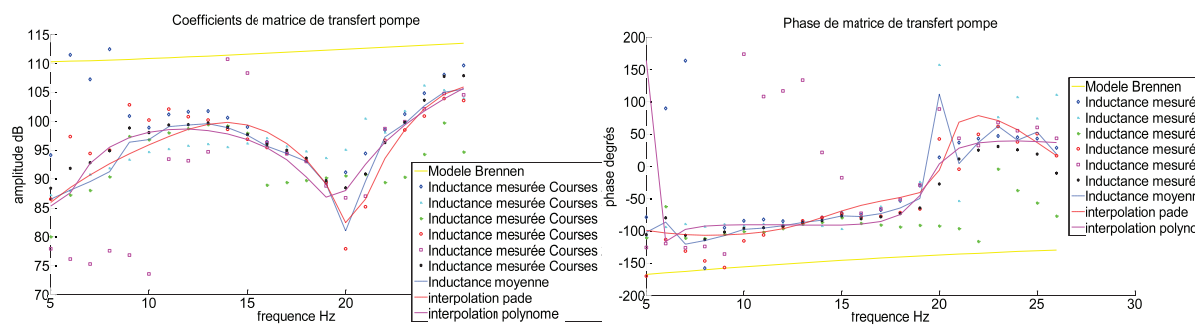


Figure 7.66 : Inductance pour  $Q=1.0L/s$

# Identification des fonctions de transfert

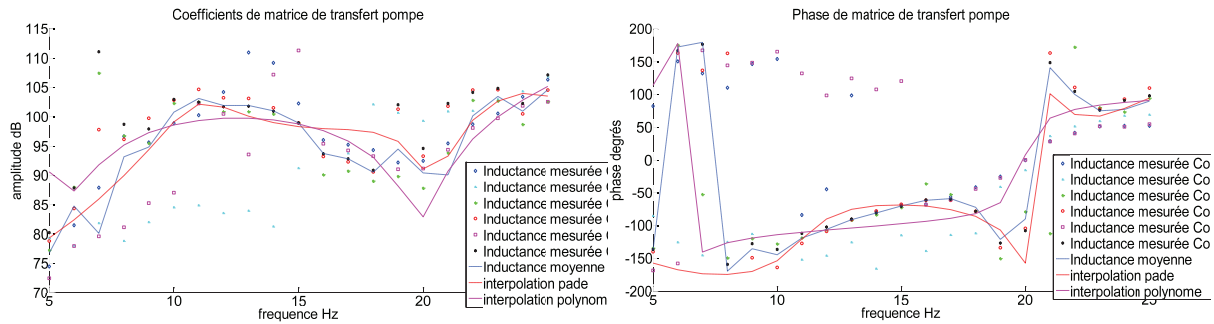


Figure 7.67 : Inductance pour  $Q=1.2L/s$

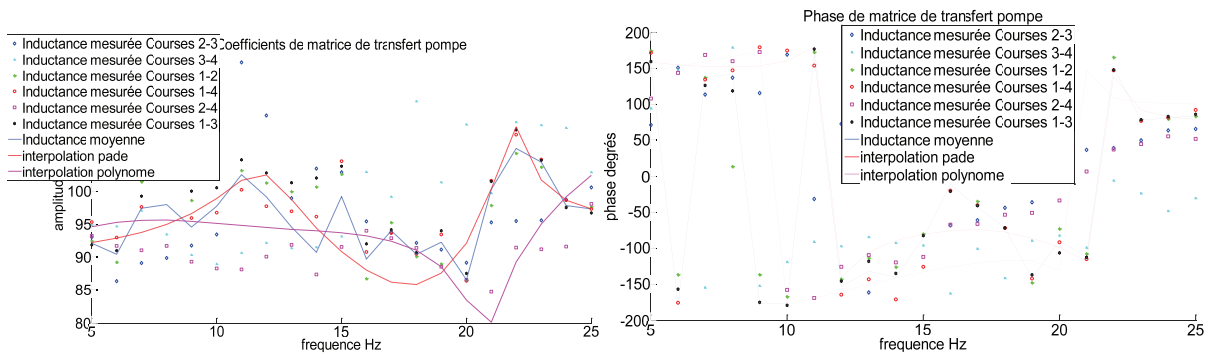


Figure 7.68 : Inductance pour  $Q=1.4L/s$

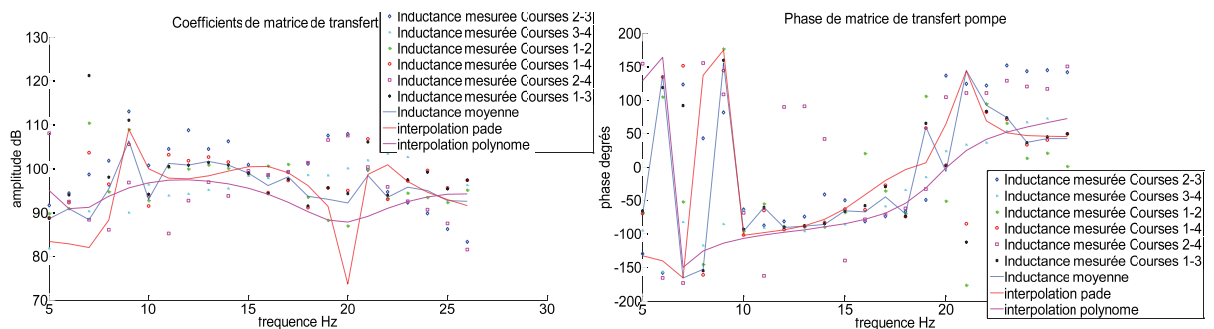


Figure 7.69 : Inductance pour  $Q=1.6L/s$

Les courbes interpolées d'inductance présentent un zéro pour la fréquence de 20Hz, une phase proche de  $-90^\circ$  (un retard de sortie sur l'entrée d'un quart de période d'oscillation) pour les fréquences inférieures à 20Hz et qui vaut environ  $90^\circ$  (une avance de phase) pour les fréquences supérieures à 20Hz. Ceci signifie que les fluctuations du débit d'entrée à 20Hz se propagent particulièrement mal par rapport à d'autres fréquences. L'ordre de grandeur de l'inductance est de 100dB ce qui signifie qu'une fluctuation du débit d'entrée de 100g/s engendrerait des fluctuations de pression d'environ 0.1bar. Les valeurs de coefficient d'inductance peuvent être assimilés à des nombres imaginaires purs, leur partie imaginaire étant négative pour les basses fréquences et positive pour les hautes fréquences. La conséquence de ce brusque changement de phase change l'influence du coefficient  $Z_L$  sur les fluctuations de pression car il fait qu'à des basses fréquences l'effet d'inductance amplifie les fluctuations de pression, alors qu'il les atténue pour les fréquences supérieures à 20Hz. Ceci peut être calculé en évaluant les phases des variables d'entrée et de la sortie et en appliquant la méthode d'évaluation de l'effet des phases présentée dans le chapitre 1.

Il semble intéressant de comparer les résultats de l'inductance affichés dans ce paragraphe à ceux obtenus par [ANDERSON 1971] et présentés sur la Figure 7.70.

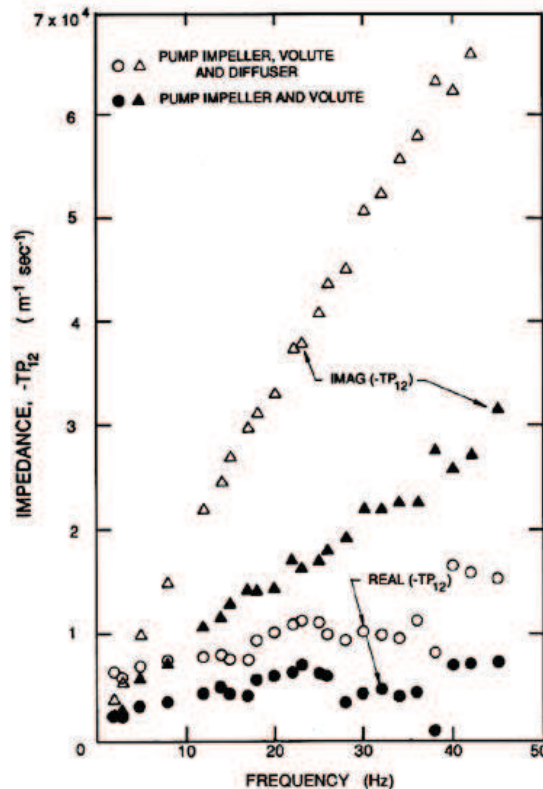


Figure 7.70 : Inductance (opposée, -TP12) d'une pompe centrifuge évaluée par [ANDERSON 1971]. Source : [BRENNEN 1994]

En termes d'ordre de grandeur [ANDERSON 1971] estime que le système comprenant une pompe et une volute, l'inductance admet un gain d'environ 77 dB à des basses fréquences pour une phase proche de  $45^\circ$  et qui augmente progressivement pour atteindre à 50Hz un gain de 91dB (et 96dB avec le diffuseur) pour une phase qui se stabilise près de  $-104^\circ$ . De plus la partie réelle et la partie imaginaire de l'inductance sont négatives sur tout le domaine fréquentiel avec une croissance quasiment linéaire, la pente de la partie imaginaire étant environ 4 fois plus élevée que celle de la partie réelle. Sur le banc Cavhyte, les résultats de l'inductance affichés sur la Figure 7.66 à Figure 7.69 montrent pour les différents régimes de fonctionnement un domaine où la phase de l'inductance est effectivement proche de  $-100^\circ$  environ, ce qui concorde avec les résultats de [ANDERSON 1981]. Cependant, pour les fréquences supérieures à 20Hz la partie imaginaire de l'inductance trouvée expérimentalement change de signe et devient positive. De plus, les courbes de gain ne montrent pas la croissance quasiment linéaire de la Figure 7.70, mais plutôt une décroissance entre 10 et 20Hz.

## 7.7.3.4. Résultats de compressibilité

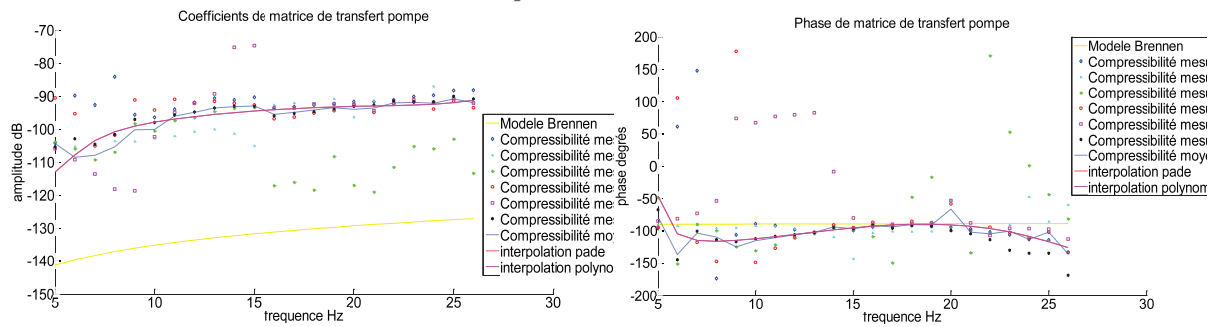


Figure 7.71 : Compressibilité pour  $Q=1.0\text{L/s}$

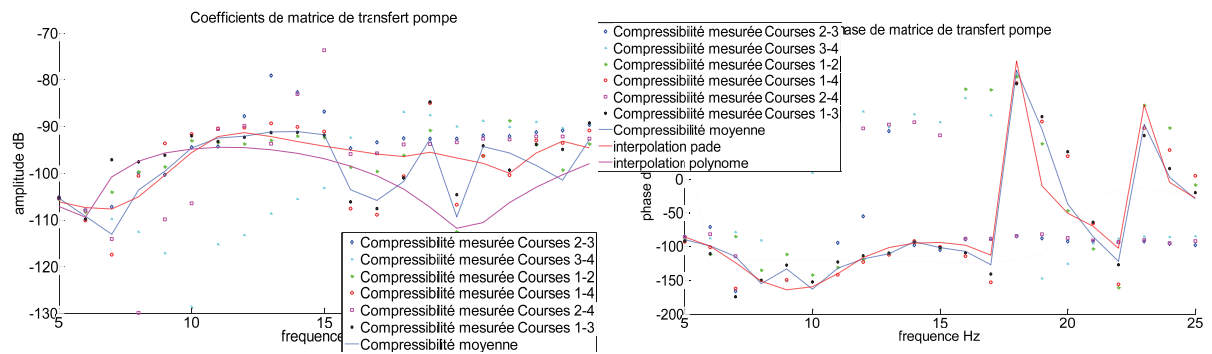


Figure 7.72 : Compressibilité pour  $Q=1.2\text{L/s}$

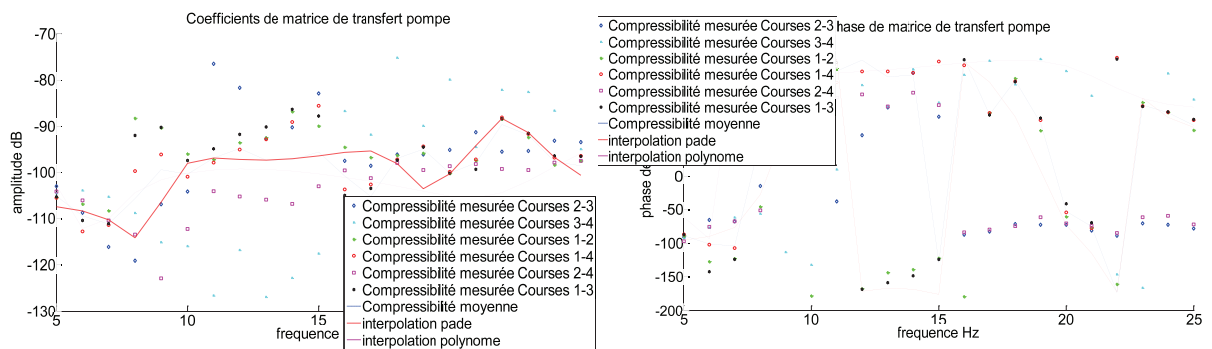


Figure 7.73 : Compressibilité pour  $Q=1.4\text{L/s}$

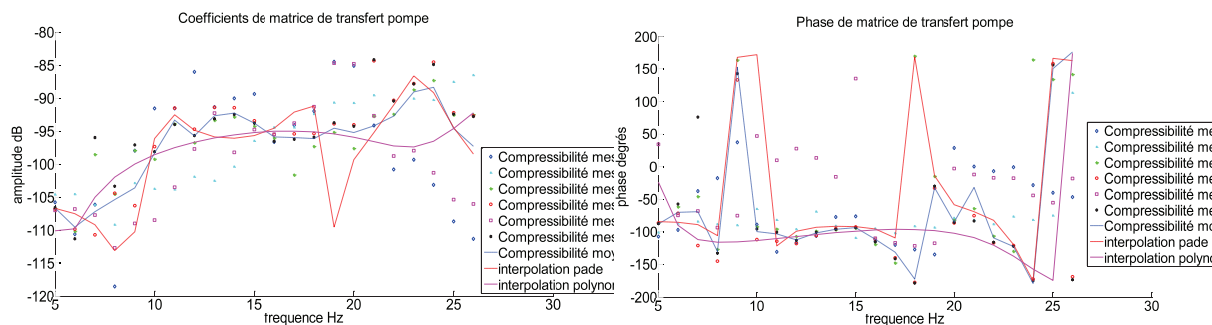


Figure 7.74 : Compressibilité pour  $Q=1.6\text{L/s}$

Les différents diagrammes de Bode de la compressibilité montrent un comportement similaire pour les quatre points de fonctionnement testés, mais c'est pour le débit de  $1.0\text{L/s}$  que les courbes sont plus propres. La phase obtenue de la compressibilité est de  $-90^\circ$  sur tout le domaine fréquentiel.



# Identification des fonctions de transfert

L'ordre de grandeur de la compressibilité est de -100dB ce qui signifie qu'une fluctuation de pression de 0.1bar engendre une fluctuation du débit de 0.1kg/s, donc son influence est symétrique à l'inductance. La courbe du gain est croissante et peut être de manière grossière assimilée à un filtre dérivateur de forme  $-jC\omega$  avec une valeur approximative  $C=1.7 \cdot 10^{-7} \text{m.s}^2$ . L'analyse du gain du débit permettra par la suite de voir si cette compressibilité amplifie ou au contraire réduit les fluctuations du débit à la sortie de la pompe.

## 7.7.3.5. Résultats du gain de débit

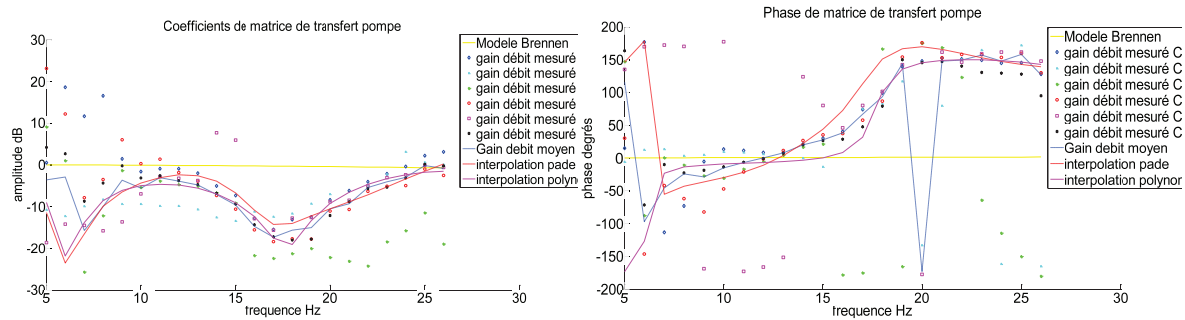


Figure 7.75 : Gain du débit pour  $Q=1.0 \text{L/s}$

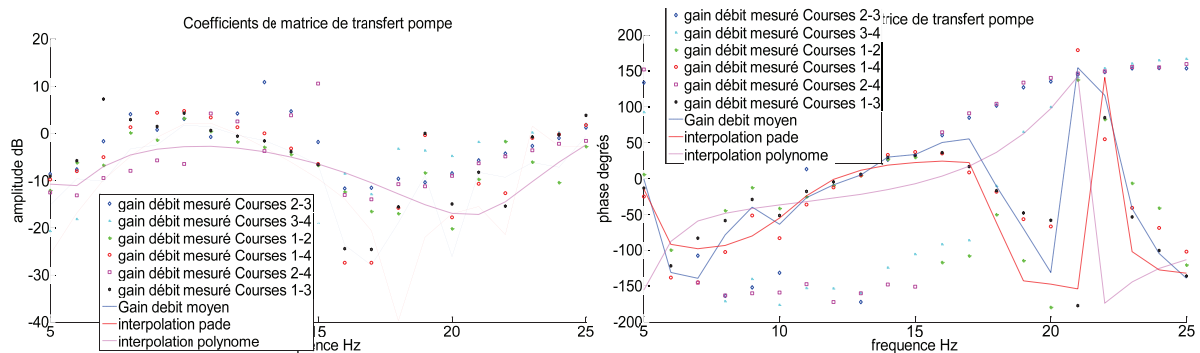


Figure 7.76 : Gain du débit pour  $Q=1.2 \text{L/s}$

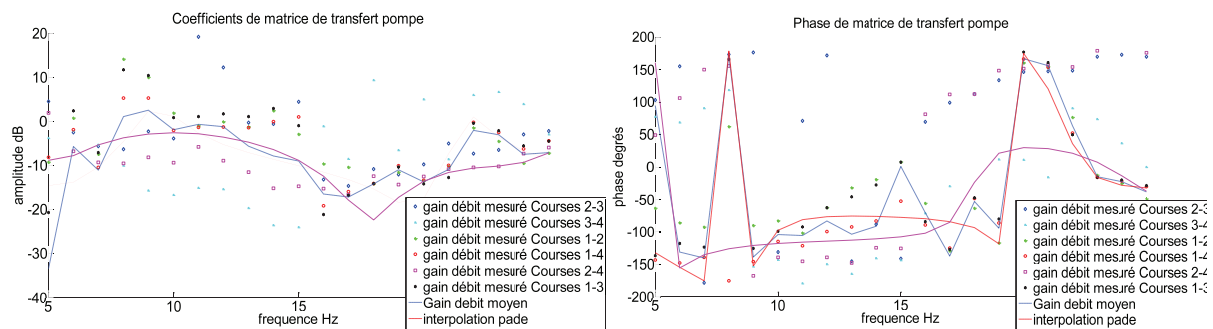


Figure 7.77 : Gain du débit pour  $Q=1.4 \text{L/s}$

# Identification des fonctions de transfert

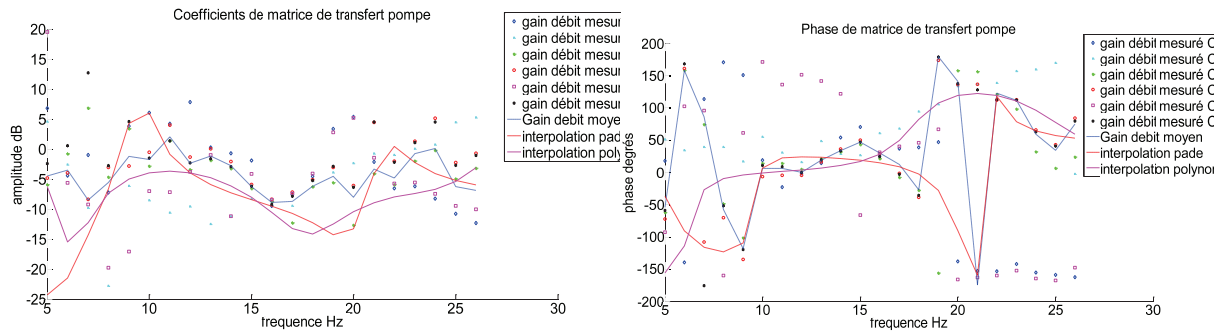


Figure 7.78 : Gain du débit pour  $Q=1.6L/s$

Les courbes du gain du débit montrent tout comme pour l'inductance un minimum pour une fréquence entre 17 et 20Hz selon le point de fonctionnement. Pour les basses fréquences, le comportement en phase du gain du débit varie selon le point de fonctionnement étudié, cependant pour les quatre points étudiés il atteint  $180^\circ$  pour les hautes fréquences, pour les fréquences supérieures à la fréquence d'atténuation maximale. L'amplitude de ce coefficient permet une atténuation des fluctuations du débit en entrée qui peut varier de 0 pour les fréquences de 8 à 12Hz à 20 (soit 90% d'amortissement) pour les fréquences de 18 à 20Hz. Pour les hautes fréquences on peut affirmer d'après l'étude des phases dont la méthode est présentée dans le chapitre 1 des termes  $Z_c P_e$  et  $Z_M Q_e$  que la compressibilité permet bien d'amortir les fluctuations du débit qui passent à travers la pompe.

## 7.7.3.6. Exploitation d'essai chirp

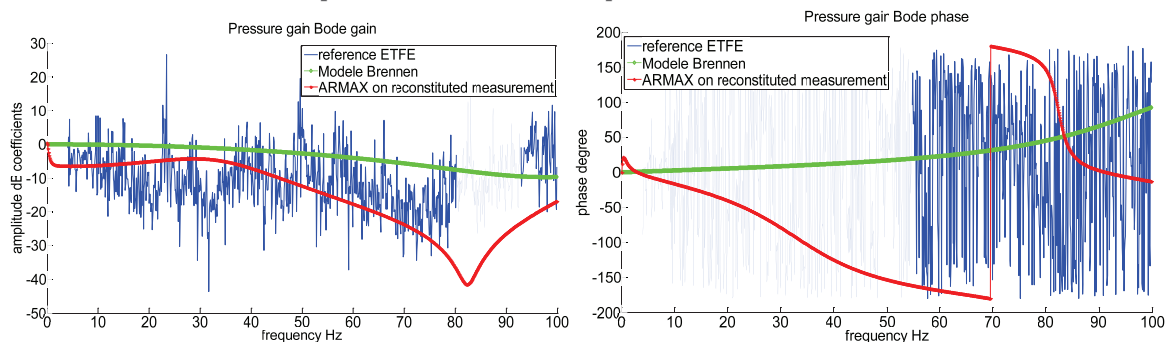


Figure 7.79 : Gain de pression de la pompe Siebec, à partir d'un signal chirp

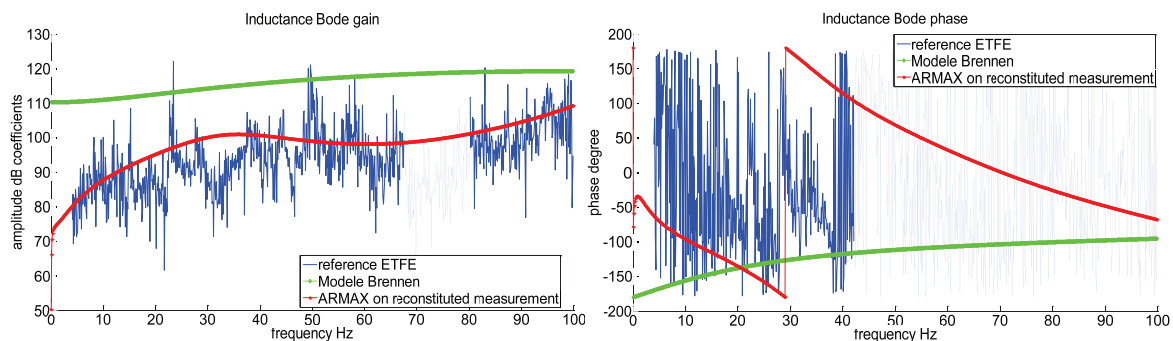


Figure 7.80 : Inductance de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp

## Identification des fonctions de transfert

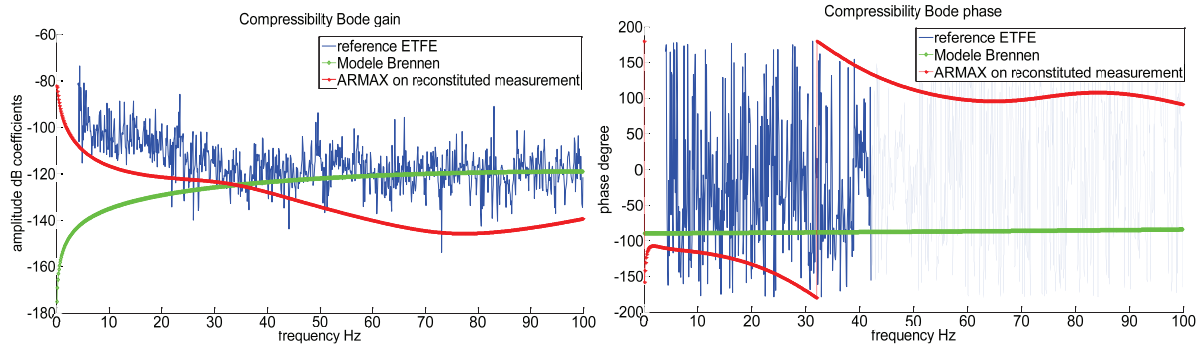


Figure 7.81 : Compressibilité de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp

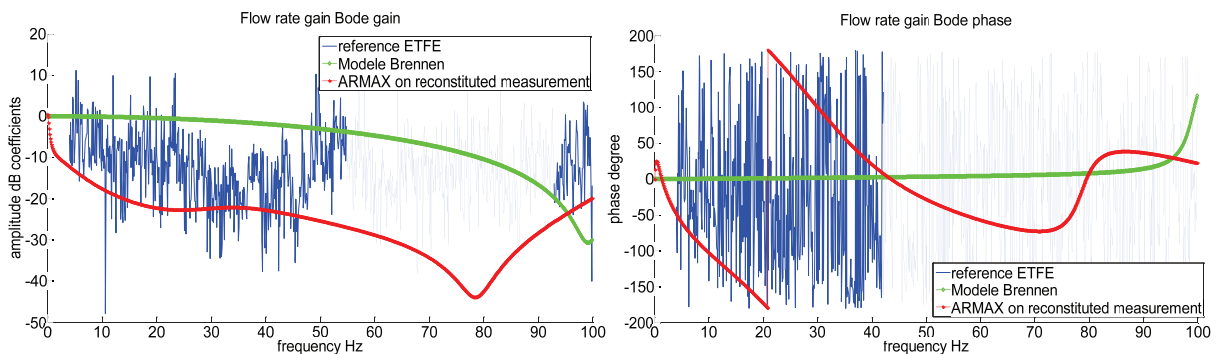


Figure 7.82 : Gain du débit de la pompe Siebec à partir d'un signal chirp

Les graphes de la Figure 7.79 à la Figure 7.82 présentent les résultats de l'algorithme ARMAX entre 0 et 100Hz. L'essai de modulation chirp a été effectué pour un débit de 1.0L/s. La méthode ARMAX a été appliquée sur les données expérimentales où la fréquence d'acquisition a été réduite artificiellement à 640Hz ce qui a permis de rechercher les zéros et les pôles sur les fréquences plus basses. Les courbes ARMAX collent aux courbes obtenues par l'évaluation empirique sur tout le domaine des basses fréquences. En revanche les courbes de phase sont difficiles à interpréter et les résultats finaux diffèrent légèrement dans la gamme fréquentielle étudiée de ceux présentés lors du post-traitement des signaux fréquence par fréquence. En effet pour avoir plus de précision on pourrait établir une moyenne sur plusieurs jeux de données : comme seulement un point sur 50 a été pris pour déduire les matrices de transfert présentées ci-dessus, il est possible d'utiliser les 49 jeux de données restants pour améliorer la qualité des résultats. Les courbes résultats obtenus par ce calcul sont présentées de la Figure 7.83 à la Figure 7.86.

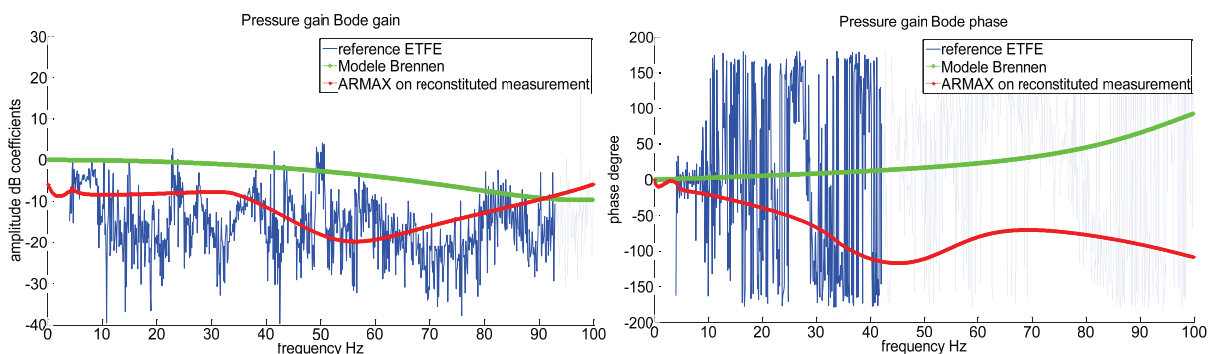


Figure 7.83 : Gain de pression moyen sur 50 calculs ARMAX

# Identification des fonctions de transfert

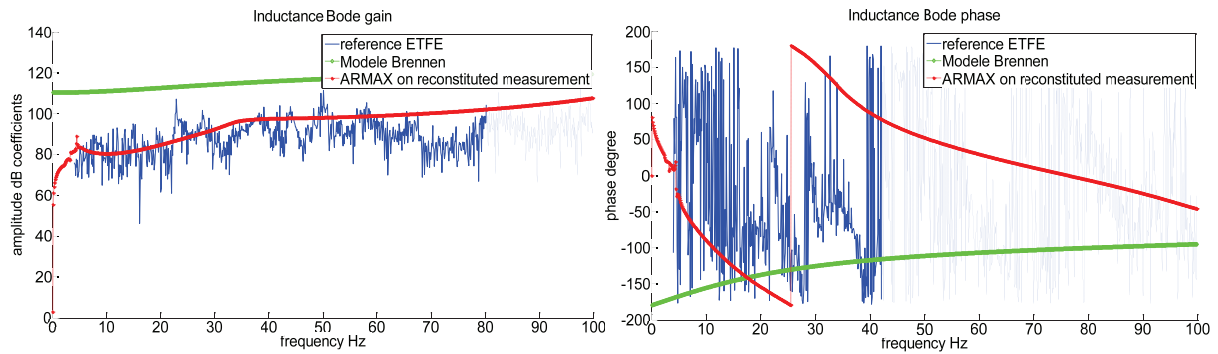


Figure 7.84 : Inductance moyenne sur 50 calculs ARMAX

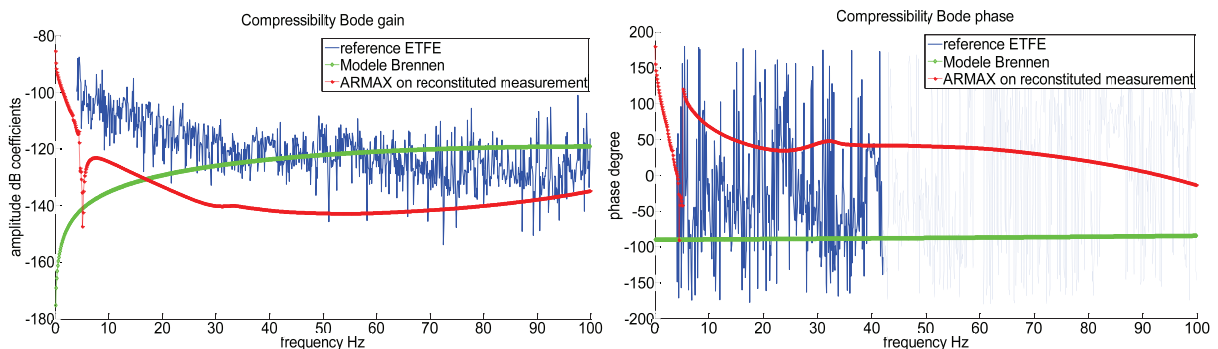


Figure 7.85: Compressibilité moyenne sur 50 calculs ARMAX

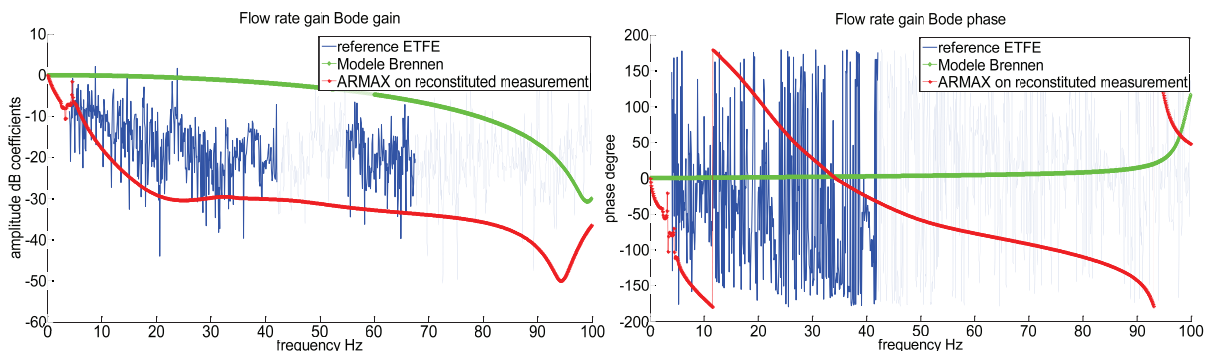


Figure 7.86 : Gain du débit moyen sur 50 calculs ARMAX

Nous pouvons voir sur ces figures une petite amélioration de la tendance de la courbe ARMAX qui admet moins de divergences par rapport à l'estimation empirique. Cette dernière est d'ailleurs aussi prise comme moyenne d'une série de 50 calculs, c'est pourquoi on peut notamment voir que la dispersion des points (notamment sur l'inductance et la compressibilité) est moins importante que pour le cas d'évaluation sur un seul calcul.

En conclusion, la campagne d'essais sur la pompe Siebec en régime non-cavitant a été une étape primordiale en vue de la caractérisation de la matrice de transfert sur un organe cavitant. En effet, outre les défis techniques liés à l'installation du matériel, pour la première fois un organe actif a pu être caractérisé avec une bonne précision sur le banc de test Cavhyte. Les incertitudes sur les résultats d'identification de la matrice de transfert semblent restreintes d'après le critère de décolinéarisation qui a été développé au cours de la campagne pour évaluer la précision de la méthode. Cette démarche a rendu plus facile le travail sur le régime cavitant de la pompe,

## Identification des fonctions de transfert

notamment en indiquant quelques caractéristiques de fonctionnement, comme des fréquences de fluctuations générées par la pompe en rotation. Il est ainsi possible de distinguer ces raies fréquentielles de celles générées par les bulles de cavitation dans la dernière campagne qui sera présentée dans le paragraphe suivant.

### 7.7.4. Campagne en régime cavitant

La campagne de caractérisation de la fonction de transfert de la pompe Siebec en régime cavitant a été l'étape concluante du travail de la thèse. Elle a permis d'identifier la matrice voulue en appliquant entièrement la méthodologie développée lors des précédentes étapes. Cette campagne comprend toutes les difficultés rencontrées lors des tests précédents, à savoir les différents phénomènes liés à la cavitation que l'on a pu voir lors de la caractérisation de la veine radiale divergente, mais aussi les particularités de la pompe en rotation qui est source de bruit, comme nous avons pu l'observer lors de la campagne non-cavitante. L'élimination du bruit généré par la pompe est traitée dans le chapitre 1. Durant les essais quatre points de fonctionnement de la pompe ont été imposés, à savoir au régime 45Hz et 50Hz de rotation de la pompe Siebec, en cavitation et en dehors de la cavitation. Ainsi il a été possible de comparer les deux régimes de cavitation entre eux mais aussi les matrices de transfert pour la même fréquence de rotation lorsqu'on passait d'un régime non-cavitant à un régime cavitant. Malheureusement l'obtention d'un régime cavitant est assez difficile et il n'a été possible d'en obtenir que pour les fréquences de rotation élevées de la pompe Siebec, ce qui a limité l'étude à deux régimes. De plus, il a été possible de voir si le modèle RLC présenté sur les diagrammes de Bode correspond bien à chaque point de fonctionnement simulé à l'aide du modèle de Brennen présenté au paragraphe 7.7.2. Le Tableau 7.2 présente les valeurs des différents paramètres de fonctionnement du banc d'essais lors des différents points testés. Tout comme pour la campagne non-cavitante il a été possible de retrouver les points de fonctionnement avec une bonne précision après plusieurs changements de course successifs.

Tableau 7.2 : Caractéristique des points de fonctionnement de la pompe Siebec lors de la campagne

Régime Siebec	Pression entrée	Pression sortie	Débit	$\sigma_B$	$\phi$
45Hz cavitant	0.072bar	1.089bar	1.765L/s	0.280	0.0179
45Hz non cavitant	0.304bar	1.331bar	1.760L/s	1.89	0.0182
50Hz cavitant	0.086bar	1.297bar	1.895L/s	0.305	0.0173
50Hz non cavitant	0.305bar	1.597bar	1.943L/s	1.53	0.0177

#### 7.7.4.1. Evaluation de la célérité

Paragraphe confidentiel

Figure confidentielle

Figure 7.87 : Célérité retrouvée par l'algorithme itératif en régime non cavitant à 45Hz

Figure confidentielle

Figure 7.88 : Test de coup de marteau en régime 50Hz cavitant

## Figure confidentielle

Figure 7.89 : Spectre du signal de pression et amplitude de la célérité estimée à partir des harmoniques, essai à 50Hz, régime pompe 50Hz en cavitation

## Figure confidentielle

Figure 7.90 : Erreur de reconstitution de la pression

### 7.7.4.2. Décolinéarisation

L'application du critère de décolinéarisation sur les différents points de fonctionnement est présentée de la Figure 7.91 à la Figure 7.94. On remarque que pour les régimes cavitants ce critère est plus difficile à satisfaire et un grand nombre de points se trouve en dessous du seuil de 40dB, surtout à des basses fréquences. De plus les fréquences voisines de 15Hz posent problème pour tous les quatre points de fonctionnement essayés de la boucle hydraulique. En revanche pour les hautes fréquences les résultats donnés par les diagrammes de Bode devraient être plus fiables.

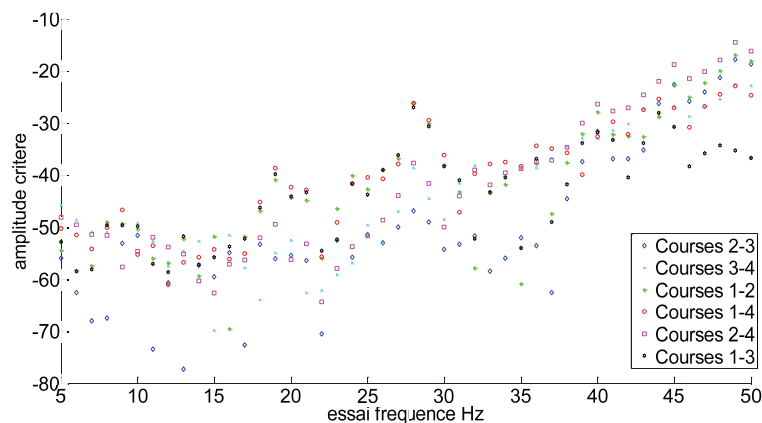


Figure 7.91 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 45Hz cavitant

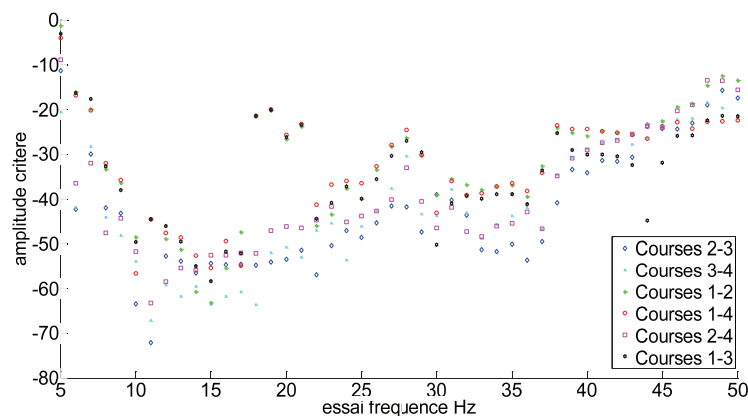


Figure 7.92 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 45Hz non cavitant

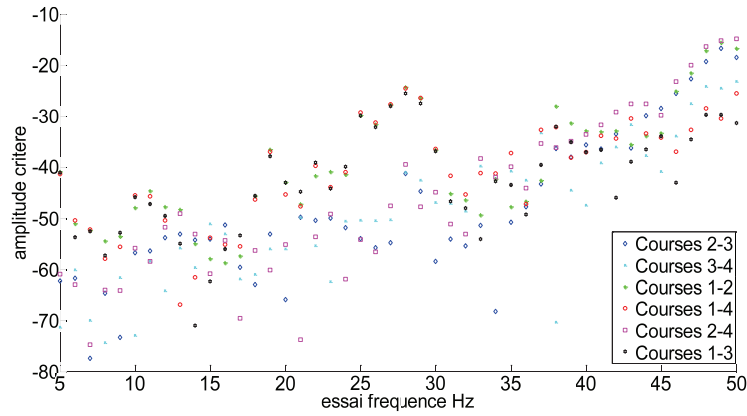


Figure 7.93 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 50Hz cavitant

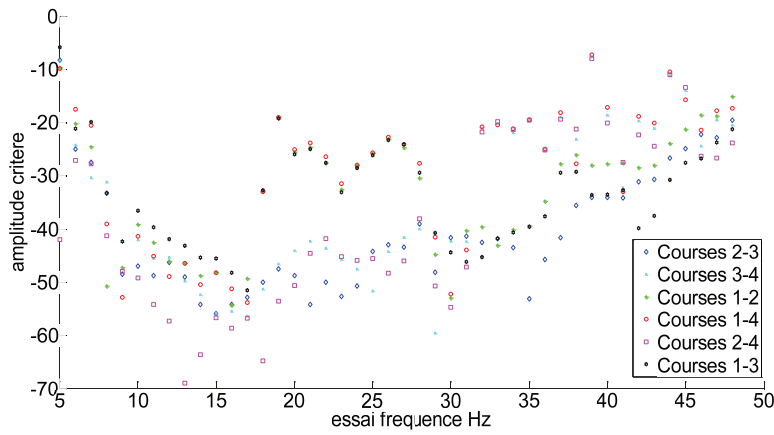


Figure 7.94 : Critère de décolinéarisation pour le régime de 50Hz non cavitant

### 7.7.4.3. Analyse des gains statiques des coefficients

Les valeurs des gains statiques des quatre coefficients correspondent à leur limite lorsque la fréquence tend vers zéro. Une étude approfondie pour un cas général a été présentée dans le chapitre 1. Dans ce paragraphe nous nous contenterons d'en rappeler les principaux résultats et de faire des applications numériques associées.

Tout d'abord pour les coefficients de la compressibilité et du gain du débit, c'est la conservation du débit qui fixe automatiquement leur valeur respectivement à 0 et à 1 (ou bien à  $-\infty$ dB et à 0dB). En effet pour la compressibilité le gain statique s'écrit comme :

$$Z_{c,statique} = \left( \frac{\partial Q_s}{\partial P_e} \right)_{Q_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 0 \quad \text{Équation 7.26}$$

Or comme une fluctuation très basse fréquence de la pression ou du débit peut être assimilée à la variation de la valeur moyenne de ces paramètres, la variation du débit de sortie va être égale à la variation du débit d'entrée uniquement et indépendante de la valeur de pression. C'est pourquoi aussi nous avons :

$$Z_{M,statique} = \left( \frac{\partial Q_s}{\partial Q_e} \right)_{P_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 1 \quad \text{Équation 7.27}$$



## Identification des fonctions de transfert

Cette analyse marche dans le cas de n'importe quel organe testé sur le banc Cavhyte. En revanche, pour les deux autres coefficients, le gain de pression et l'inductance, leur gain statique dépendra de la pompe en place. Le gain de pression s'écrira lorsque la fréquence tend vers zéro :

$$Z_{m,statique} = \left( \frac{\partial P_s}{\partial P_e} \right)_{Q_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = 1 + \frac{\partial \Delta P(Q)}{\partial P_e} \quad \text{Équation 7.28}$$

Où l'on note  $\Delta P$  la surpression générée par la pompe. Le terme  $\frac{\partial \Delta P}{\partial P_e}$  représente la tangente à la courbe de chute de performance de la surpression générée par la pompe. Ce terme est nul en régime non-cavitant et donc on peut affirmer :

$$Z_{m,statique \text{ non-cavitant}} = 1 \quad \text{Équation 7.29}$$

Pour le régime cavitant ce terme devient tout d'abord négatif lorsque la cavitation est peu développée, puis devient positif lorsque la performance chute. La Figure 7.95 reprend le diagramme présenté dans le chapitre 5, où l'on peut notamment voir un tracé approximatif en bleu de la tangente recherchée pour le pont de fonctionnement en cavitation à 50Hz adopté. La valeur du terme  $\frac{\partial \Delta P}{\partial P_e}$  est d'environ 3, ce qui nous permet d'estimer le gain statique du terme  $Z_m$  à 4 pour le régime cavitant à 50Hz, soit d'environ 12dB. De plus si la pression d'entrée baisse encore plus et la chute de performance devient encore plus importante, ce coefficient de gain statique augmente.

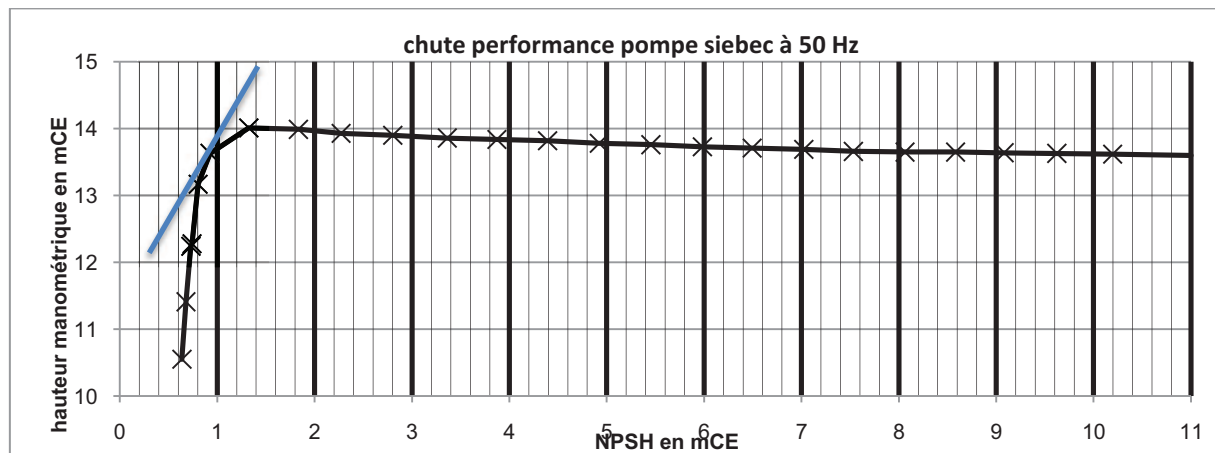


Figure 7.95 : Courbe de chute de performance de la pompe Siebec

En ce qui concerne le gain statique du coefficient d'inductance, on peut essayer de l'estimer de manière approximative à partir des valeurs affichées au Tableau 7.2, mais nous disposons de suffisamment de données seulement pour le régime non-cavitant, parce que pour ce régime la pression d'entrée est quasiment la même pour les deux points caractérisés ce qui n'est pas le cas pour le régime cavitant, où la variation de la pression qui correspond au début de chute de performances est extrêmement sensible lorsque la fréquence de rotation de la pompe change :

$$Z_{L,statique} = \left( \frac{\partial P_s}{\partial Q_e} \right)_{P_e \text{ constante}, \omega \rightarrow 0} = \frac{P_{s,45noncav} - P_{s,50noncav}}{Q_{45noncav} - Q_{50noncav}} \quad \text{Équation 7.30}$$

L'application numérique donne un gain statique d'environ  $1.45 \cdot 10^5 \text{ m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ , ce qui correspond à une valeur de 103dB sur la courbe du diagramme de Bode. On peut remarquer d'après les figures que les valeurs trouvées expérimentalement à basses fréquences seront effectivement proches de celles des gains statiques estimés.

## 7.7.4.4. Résultats de gain de pression

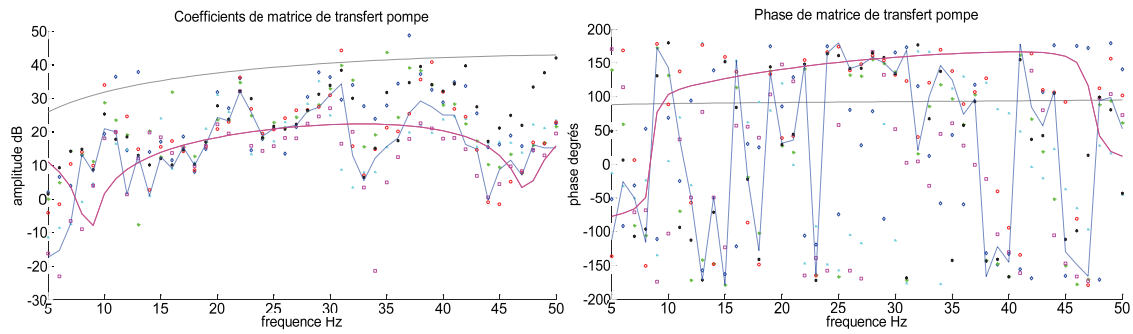


Figure 7.96 : Gain de pression en régime 45Hz cavitant

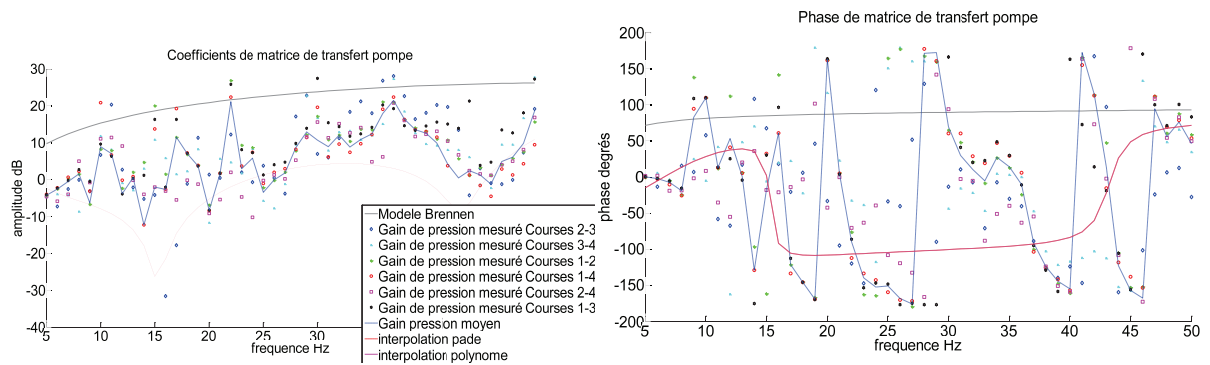


Figure 7.97 : Gain de pression en régime 45Hz non cavitant

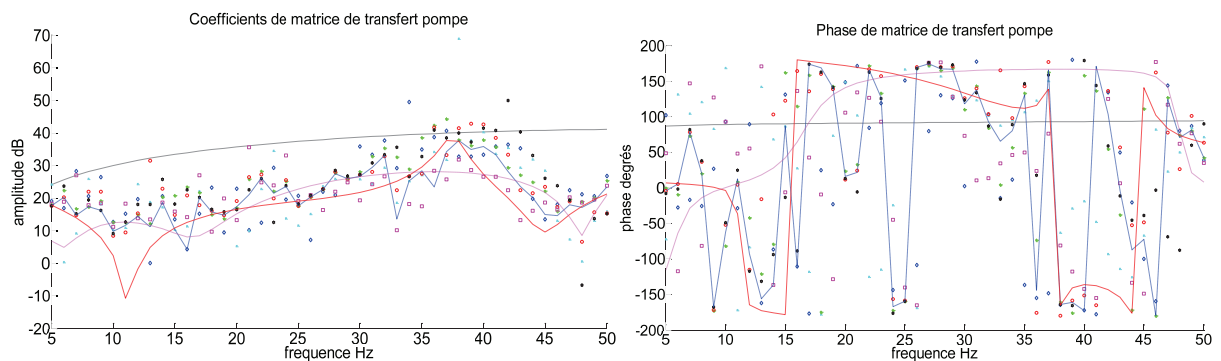


Figure 7.98 : Gain de pression en régime 50Hz cavitant

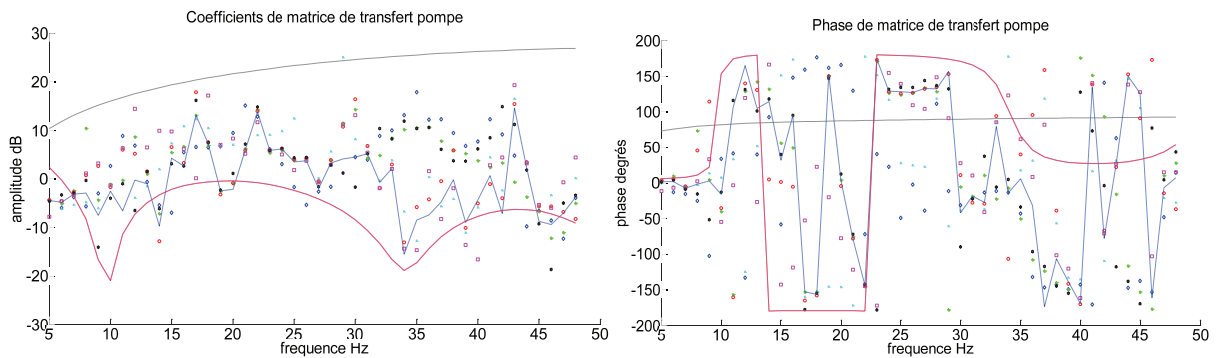


Figure 7.99 : Gain de pression en régime 50Hz non cavitant

## Identification des fonctions de transfert

Les différentes figures ci-dessus présentent les valeurs du gain de pression pour les quatre régimes de la pompe étudiés, que l'on peut comparer au modèle proposé par [BRENNEN 1982], présenté en détail dans le chapitre 1. Pour information, la courbe bleue en pointillés présente la moyenne des identifications des points expérimentaux pondérés par la valeur du critère de décolinéarisation qui leur est associé. En effet les allures de la courbe du gain du modèle suivent les courbes obtenues par l'expérience pour les quatre régimes, cependant il y a une différence de 15dB entre les niveaux des courbes. Cette différence est expliquée par le fait que la pompe cavite à des valeurs de pression d'entrée très faibles, ce qui surestime les valeurs du coefficient  $\epsilon$  du modèle de Brennen. Comme tous les coefficients de la matrice de transfert sauf l'inductance sont proportionnels à ce coefficient  $\sigma$ , la courbe du modèle admet des valeurs pour le gain de pression et du débit ainsi que pour la compressibilité supérieures aux courbes expérimentales.

Les figures 115 à 118 montrent un comportement du gain de pression qui s'amplifie légèrement avec la fréquence en admettant un maximum pour 40Hz. Pour le minimum de la courbe, on détecte une zone où le module du gain de pression est moins élevé entre 10 et 15Hz et une autre aux environs de 45Hz pour les différents régimes. La phase des diagrammes de Bode est a priori proche de  $\pi$  pour des fréquences supérieures à 10Hz, mais pour les basses fréquences (inférieures à la première antirésonance) elle est proche de zéro. Cependant ces résultats sont très approximatifs, et la dispersion des points expérimentaux peut atteindre facilement 10dB ce qui correspond à un rapport 3 pour le régime de 45Hz en cavitation. En revanche, les régimes non-cavitants présentent des résultats a priori plus fiables comme il a été remarqué lors de l'étude du paramètre de décolinéarisation.

### 7.7.4.5. Résultats comparés pour le gain de pression

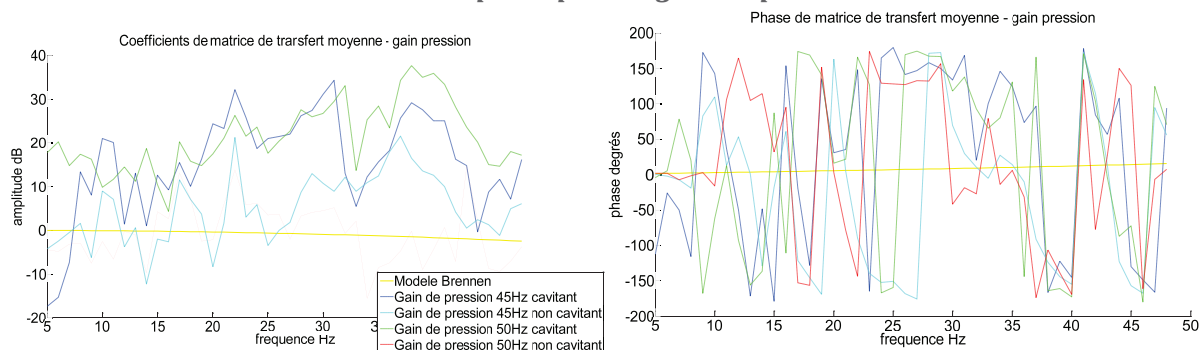


Figure 7.100 : Courbes moyennes du gain de pression

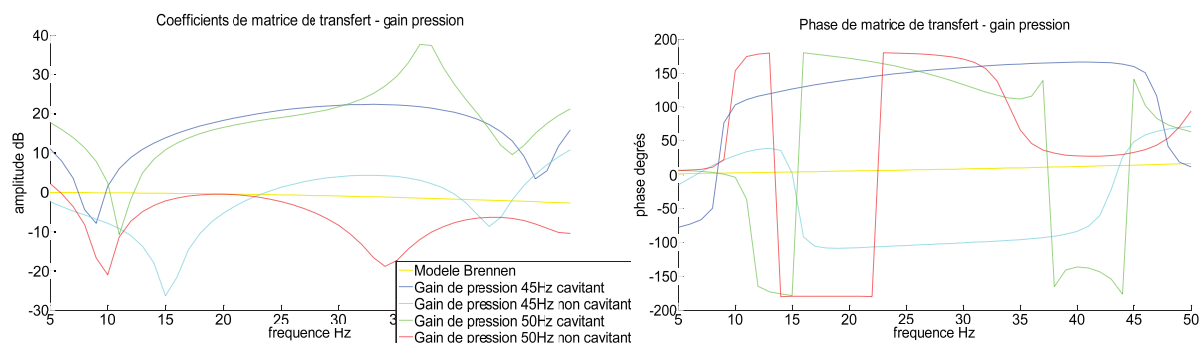


Figure 7.101 : Courbes interpolées pour le gain de pression

Les courbes des Figure 7.100 et Figure 7.101 permettent de comparer les valeurs entre les différents régimes de cavitation. La courbe du modèle de Brennen tracée sur les graphes correspond au cas non-cavitant (celles tracées dans le paragraphe précédent en revanche représentent bien le modèle ajusté au point expérimental). On peut voir clairement que les deux régimes cavitants présentent des gains de pression d'un ordre de grandeur supérieur au cas non-cavitant. En plus, une valeur de phase de  $180^\circ$  correspond à un nombre réel négatif. En effet tout comme lors de la campagne Siebec en régime non-cavitant nous retrouvons le gain de pression proche d'une valeur de -1 pour le régime non-cavitant. Pour le régime cavitant cette valeur est plus proche de -10. De plus la croissance de certaines courbes (quoiqu'entachée d'une incertitude pouvant atteindre 10dB) permet de ne pas écarter l'hypothèse d'un filtre dérivateur de second ordre entre 5 et 40dB. En revanche l'allure des courbes présente de nombreux points de résonance et d'antirésonance peu prononcées.

### 7.7.4.6. Comparaison avec les résultats de [PILIPENKO 1989]

Il est intéressant de comparer nos résultats à ceux obtenus par Pilipenko pour deux coefficients de

débit  $q_P = \frac{8Q_0}{s(R_t^2 - r_{arbre}^2)\rho\Omega}$  différents (0.54 pour la Figure 7.102 et 0.48 pour la Figure 7.103), le nombre  $s$  désignant le pas inter-aubes. Il faut tout d'abord remarquer que Pilipenko étudie  $\frac{\partial P_s}{\partial P_e} = Z_m + Z_L \frac{\partial Q_e}{\partial P_e}$  avec le coefficient  $\frac{\partial Q_e}{\partial P_e}$  qui est la réceptivité de la pompe [DESMET 1988], et non pas  $Z_m = \left(\frac{\partial P_s}{\partial P_e}\right)_{Q_e}$ . En effet pour notre cas, l'inductance  $Z_L$  atténue l'effet produit par le terme  $\frac{\partial P_s}{\partial P_e}$ .

Plusieurs valeurs du nombre de cavitation  $k = \frac{2(\bar{P}_e - P_{vap})}{\rho w_e^2}$  sont étudiées sur les figures 7.121 et 7.122 pour chaque valeur du débit, avec  $w_e$  la vitesse relative d'entrée de la pompe (pour le coefficient sigma on remplacerait cette vitesse relative du liquide par la vitesse d'entraînement de l'aube). Pour les deux cas de figure présentés on peut voir de manière générale que plus la cavitation est développée (la pression d'entrée est basse et le débit est important) plus le coefficient de pression est élevé pour des fréquences supérieures à 20Hz. Le même phénomène a été remarqué lors de l'étude de la veine VDR dans le paragraphe 7.5. En ordre de grandeur pour les résultats du gain de pression sur le banc Cavhyte aussi bien que pour [PILIPENKO 1989], le gain aux basses fréquences est proche de 0dB (1 sur la courbe de Pilipenko) et pour les hautes fréquences il peut approcher 20dB (10 sur la courbe de Pilipenko). En revanche pour le régime non-cavitant il reste inférieur à 1 (comme sur les courbes de rouet centrifuges b). Les conditions de fonctionnement (débit, pression) étudiés sont différentes pour [PILIPENKO 1989], ce qui peut notamment expliquer une différence sur les graphes de phase. D'un point de vue expérimental, une amplification du niveau des fluctuations de pression de sortie a bien été enregistrée à des hautes fréquences, entre 48 et 50Hz.

## Identification des fonctions de transfert

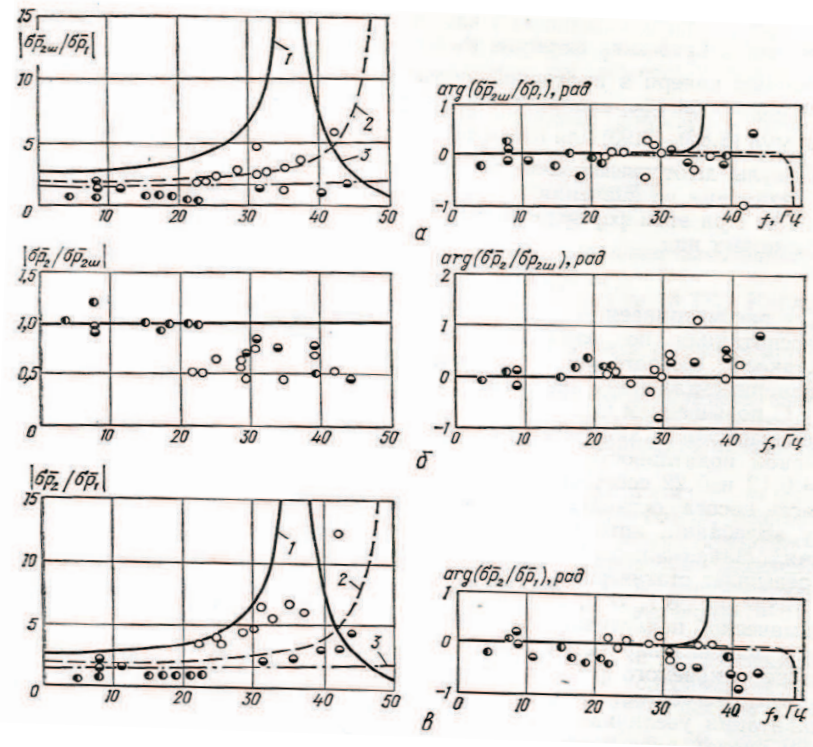


Figure 7.102 : Gain de pression pour la pompe en cavitation, coefficient du débit  $q_p=0.54$  (a : inducteur, b: rouet, v : inducteur + rouet), pour différents nombres de cavitation  $k$  : les points blancs –  $k=0.06$ , points horizontaux –  $k=0.12$ , points verticaux –  $k=0.22$ . Source : [PILIPENKO 1989]

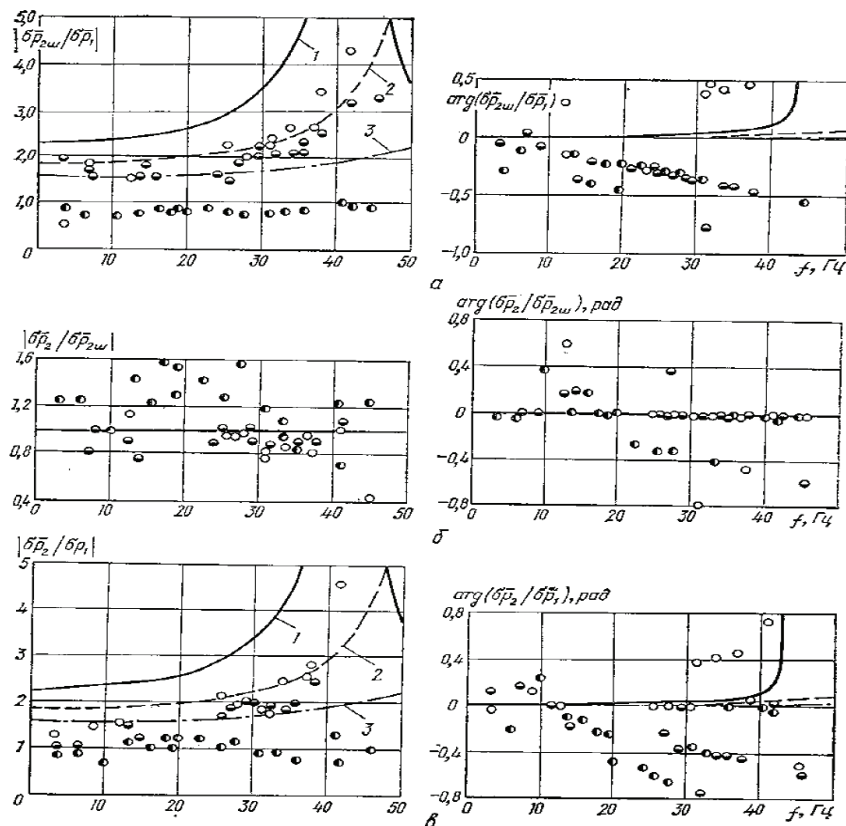


Figure 7.103 : Gain de pression pour la pompe en cavitation, coefficient du débit  $q_p=0.48$  (a : inducteur, b: rouet, v : inducteur + rouet), pour différents nombres de cavitation  $k$  : les points blancs –  $k=0.10$ , points horizontaux –  $k=0.15$ , points verticaux –  $k=0.22$ . Source : [PILIPENKO 1989]

## 7.7.4.7. Résultats d'inductance

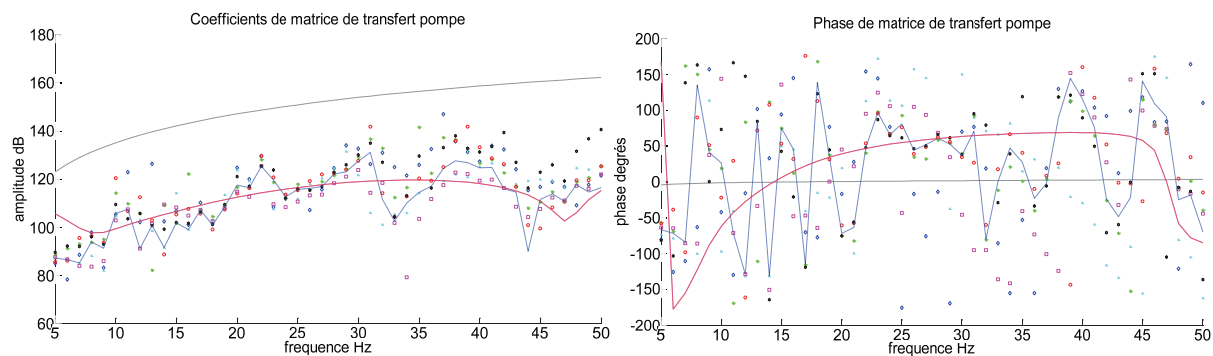


Figure 7.104 : Inductance en régime 45Hz cavitant

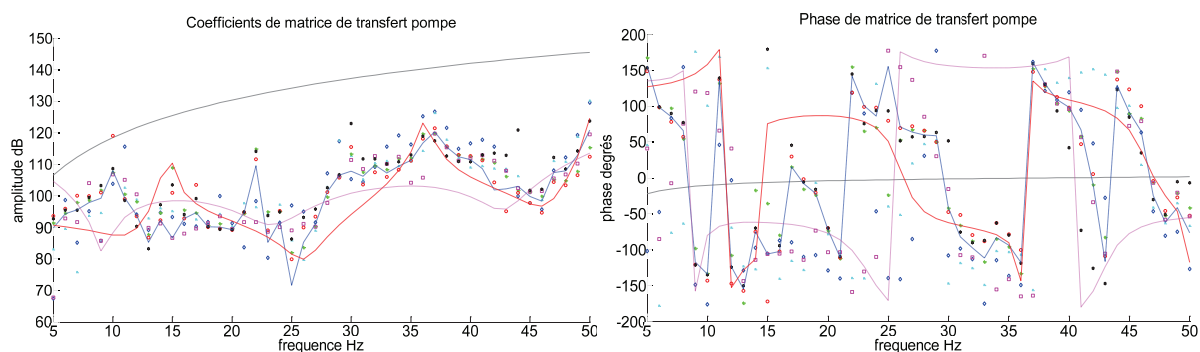


Figure 7.105 : Inductance en régime 45Hz non cavitant

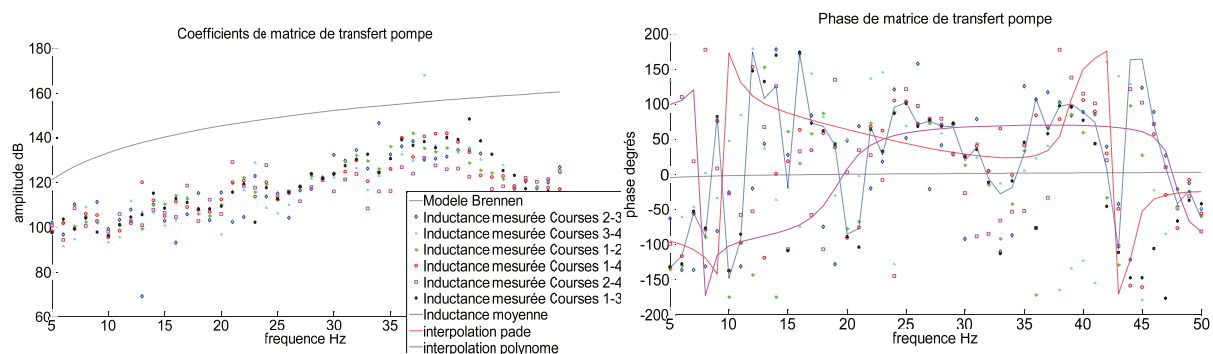


Figure 7.106 : Inductance en régime 50Hz cavitant

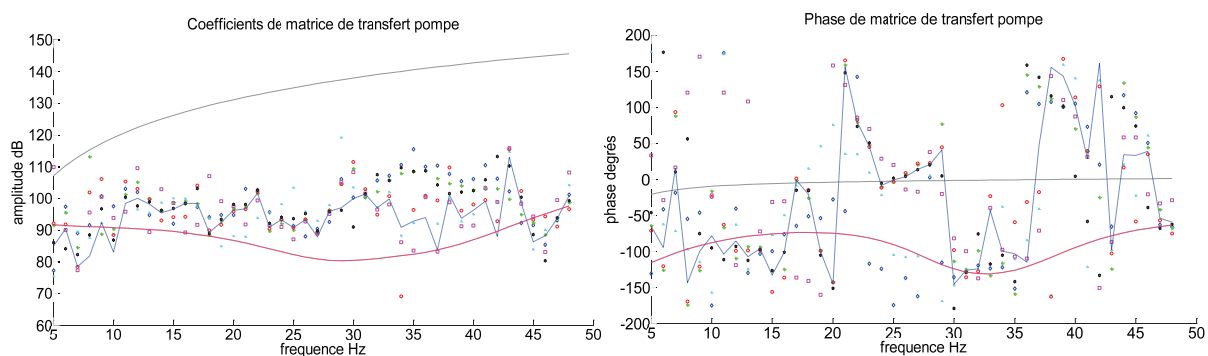


Figure 7.107 : Inductance en régime 50Hz non cavitant



## Identification des fonctions de transfert

Les courbes du module d'inductance présentent beaucoup moins de dispersions que celles du gain de pression. Cependant leur comportement en phase est difficile à interpréter, surtout en régime cavitant. Pour le cas non-cavitant, la courbe de phase peut se diviser en deux parties : pour les basses fréquences on retrouve la valeur de la campagne précédente avec les valeurs de l'ordre de  $-90^\circ$ . Pour les fréquences plus élevées nous pouvons remarquer que la phase a un comportement décroissant et décroît de  $720^\circ$  entre 20 et 50Hz, ce qui correspond physiquement à un retard pur d'environ 0.067s de la sortie par rapport à l'entrée. Par rapport aux résultats de la campagne Siebec en régime non-cavitant nous ne retrouvons pas d'antirésonance prononcée. En revanche il est possible d'en remarquer une à 46Hz en commun aux quatre points de fonctionnement. En termes d'ordre de grandeur nous retrouvons les valeurs similaires à la campagne Siebec en régime non-cavitant, et une croissance de la courbe en fonction de la fréquence, de l'ordre de 90dB pour les basses fréquences, et 120dB pour les hautes fréquences. Une fluctuation du débit en entrée d'environ 100g/s engendre en sortie une fluctuation de pression de 30mbar à basses fréquences et de 1 bar aux hautes fréquences. Comme la phase du gain de pression reste proche de  $180^\circ$  pour la gamme fréquentielle entre 20 et 50Hz, et que la phase de l'inductance varie beaucoup, on peut dire que l'inductance peut amplifier ou amortir l'effet du gain de pression pour les différentes fréquences. Cependant l'étude au cas par cas montre que par exemple pour le régime de 50Hz pour les basses fréquences et aussi pour les fréquences proches de 50Hz l'inductance amortit l'effet du gain de pression, parce que les phases des termes  $Z_m P_e$  et  $Z_L Q_e$  sont quasiment opposées. D'ailleurs on remarque qu'en ordre de grandeur la quantité  $Z_m P_e$  est à peu près de même amplitude que la quantité complexe  $Z_L Q_e$ .

### 7.7.4.8. Résultats comparés pour l'inductance

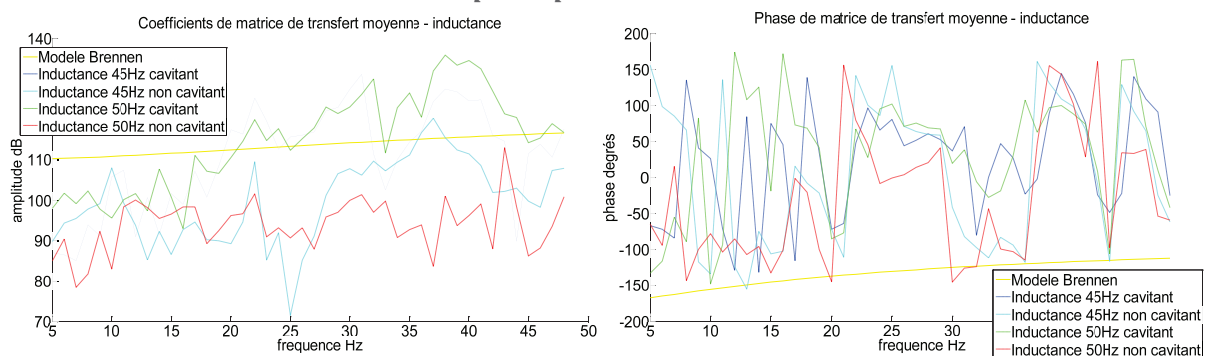


Figure 7.108 : Inductance moyenne comparée

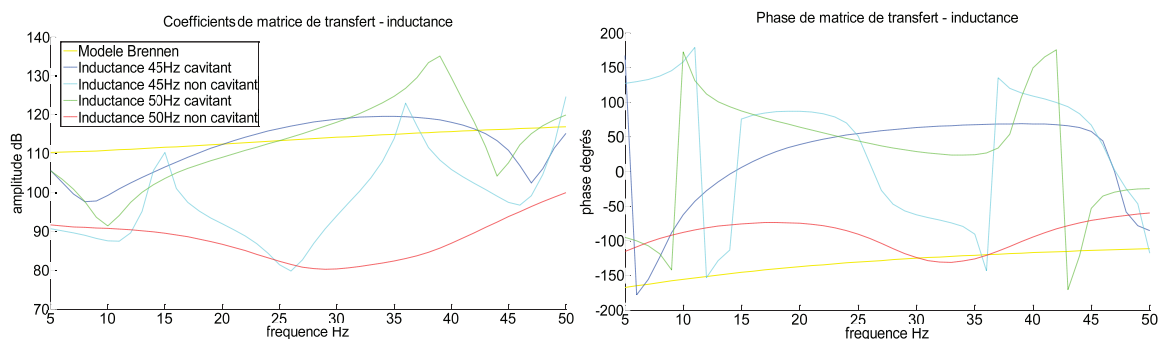


Figure 7.109 : Inductance interpolée comparée

Les courbes montrées sur la Figure 7.108 et la Figure 7.109 permettent de comparer les amplitudes d'inductance pour les différents points de fonctionnement. Notamment, tout comme pour le cas du



gain de pression, celles-ci sont plus importantes pour le cas de la pompe en cavitation par rapport aux deux autres, surtout pour les fréquences supérieures à 20Hz. Les courbes de gain et de phase moyennes entre les différentes paires de courses montrent quelques similarités pour les différents régimes étudiés, surtout à des fréquences supérieures à 20Hz. D'une part concernant les amplitudes, les courbes correspondant aux deux régimes de cavitation affichent des niveaux plus élevés. Du point de vue intuitif, il est possible de penser que le fluide en présence de cavitation parcourt une distance plus longue en traversant une section de passage plus petite. Le coefficient pourrait être d'autant plus amplifié en régime cavitant en présence du phénomène de recirculation, cependant notre étude ne permet pas d'affirmer que ce phénomène a eu lieu. De plus ces résultats apparents sont en contradiction avec la plupart des modèles de la matrice de transfert de la pompe, où le coefficient d'inductance est le seul à ne pas être influencé par les paramètres liés à la cavitation. Cependant, sur le domaine quasistatique défini par [OHASHI 1968] (fréquences inférieures à 10Hz) les valeurs d'inductance restent proches, ce que nous avons observé dans notre étude. Au final, une étude plus approfondie de l'influence des différents paramètres de fonctionnement sur ce coefficient d'inductance est nécessaire pour établir un modèle physique plus approprié à la gamme de fréquences étudiée.

### 7.7.4.9. Résultats de compressibilité

Les résultats présentés sur les graphes des figures 129 à 132 montrent l'évolution du coefficient de compressibilité avec la fréquence. On remarque que les courbes d'amplitude du modèle de [BRENNEN 1982] correspondent en ordre de grandeur aux courbes expérimentales. De plus, entre les différents régimes le modèle semble prévoir correctement le changement d'ordre de grandeur d'amplitude de la compressibilité : pour les deux cas cavitants cette fonction de transfert affiche des valeurs comprises entre -100 et -80dB, alors que pour les régimes non-cavitants l'amplitude de la compressibilité est d'un ordre de grandeur plus faible, et comprise entre -120 et -100dB. Dans le premier cas cela signifie que si l'on arrivait à avoir la fluctuation du débit nulle en entrée de la pompe, donc une pompe comme un nœud du débit alors pour une fluctuation de pression de 10mbar en entrée de la pompe, ce qui correspond à l'ordre de grandeur de la pression d'entrée observée lors des essais en cavitation, la fluctuation du débit de sortie est d'un ordre de grandeur de 100g/s pour le régime cavitant et seulement 10g/s pour le régime non-cavitant. Or la fluctuation du débit relative reste la même pour les différents régimes étudiés, car le niveau des fluctuations de pression est d'autant plus petit que la compressibilité devient importante lorsque la pression dans la ligne d'admission diminue.

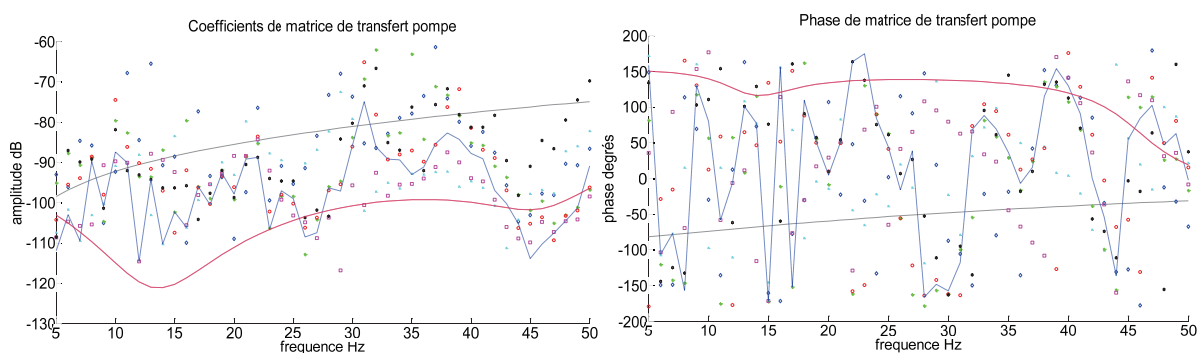


Figure 7.110 : Compressibilité en régime 45Hz cavitant

# Identification des fonctions de transfert

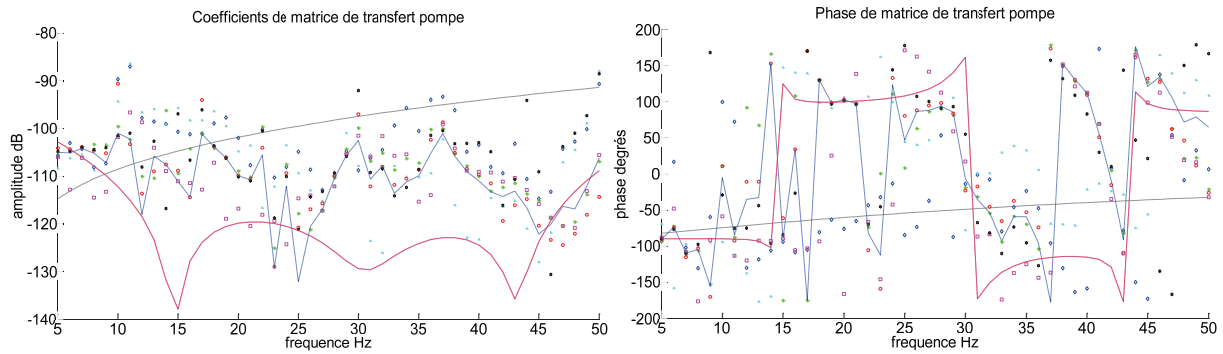


Figure 7.111 : Compressibilité en régime 45Hz non cavitant

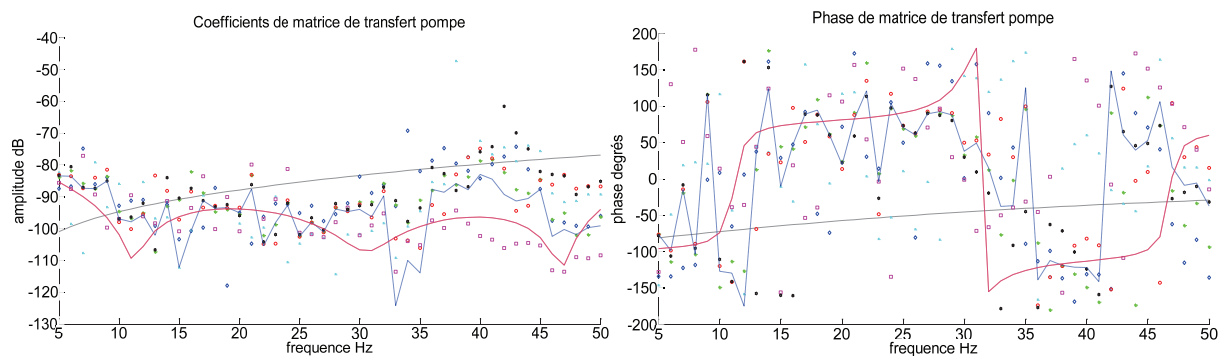


Figure 7.112 : Compressibilité en régime 50Hz cavitant

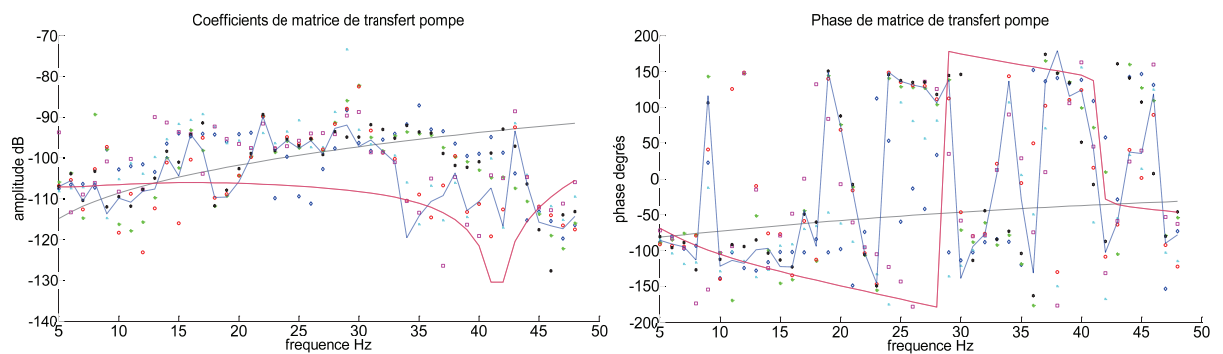


Figure 7.113 : Compressibilité en régime 50Hz non cavitant

Les courbes d'amplitude pour chaque régime de rotation de la pompe montrent des comportements similaires : il y a une succession de résonances et d'antirésonances prononcées, mais les deux points à 45Hz de rotation ainsi que les deux régimes étudiés à 50Hz montrent des fréquences particulières similaires. Par exemple pour les fréquences de 45Hz on peut distinguer deux zéros vers 25 et 45Hz et entre ces deux valeurs un domaine où le débit de sortie se trouve plus amplifié qui comprend deux pôles vers 31 et 38Hz. Lorsqu'on compare le comportement obtenu aux expériences connues d'après la bibliographie, nous pouvons voir que par exemple [PILIPENKO 1989] a observé une amplification de la compressibilité (son cas d'étude concernait le coefficient  $\frac{\partial V_k}{\partial P_e} = \frac{1}{B_1}$  caractérisant la variation du volume des poches de vapeur) aux fréquences proches de la fréquence de rotation du système inducteur-rouet. Pour son cas il s'agissait d'une fréquence de 40Hz. Les résultats expérimentaux et théoriques obtenus sont affichés sur la Figure 7.114 (en gardant les mêmes notations que sur la Figure 7.102 et la Figure 7.103). On peut remarquer que les graphiques présentés par l'auteur

présentent une augmentation de la compressibilité sur le domaine des hautes fréquences, supérieures à 20Hz pour le cas cavitant. C'est le même phénomène que celui que nous observons au régime cavitant lorsque le module de la compressibilité est beaucoup plus important comparé aux résultats sur le même domaine en régime non-cavitant.

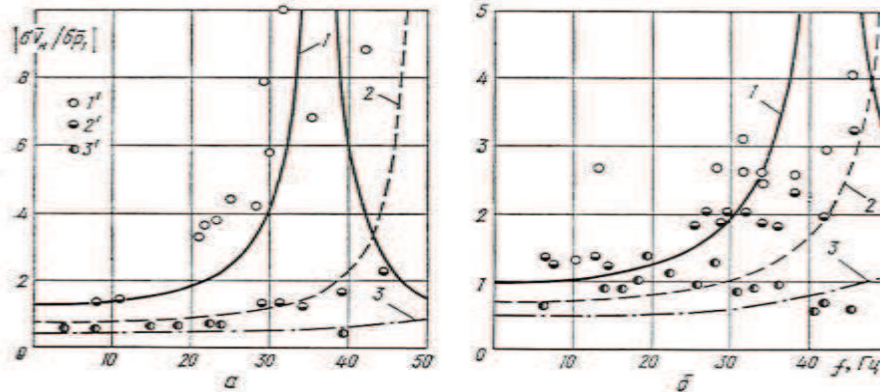


Figure 7.114 : Variation de  $\frac{\partial V_k}{\partial P_e}$  en fonction de la fréquence pour  $q=0.54$  (a), ou  $q=0.48$  (b), source : [PILIPENKO 1989]

En ce qui concerne la phase de la compressibilité, nous pouvons nous rappeler que pour le régime non-cavitant étudié dans le paragraphe 7.6.3, la phase de l'inductance était proche de  $-90^\circ$  sur les fréquences entre 5 et 25Hz. On remarque que le modèle de Brennen donne aussi les valeurs du déphasage proches de  $-\pi/4$ . En revanche parmi les courbes expérimentales, seule la Figure 7.113 affiche une phase où un grand nombre de points à basse fréquence se situe autour de  $-90^\circ$ . Pour le régime non-cavitant à 45Hz, la phase de la compressibilité fluctue autour de  $-90^\circ$  pour les fréquences de 5 à 15Hz et autour de  $90^\circ$  pour les fréquences entre 15 et 30Hz. Pour le régime cavitant à 50Hz, la phase varie de  $-90^\circ$  pour les basses fréquences, puis elle change de signe et vaut  $90^\circ$  pour les fréquences entre 15 et 33Hz et ensuite elle rediminue vers  $-90^\circ$  pour les hautes fréquences. Ces deux changements se produisent au niveau des minima locaux (des pôles d'antirésonance) qui se trouvent à ces fréquences.

### 7.7.4.10. Résultats comparés pour la compressibilité

Les graphes présentés sur les figures 134 et 135 permettent de comparer le comportement de ce coefficient de compressibilité. On peut notamment remarquer que pour les hautes fréquences (entre 30 et 50Hz) les courbes qui correspondent au régime cavitant ont des valeurs plus élevées que celles du régime non-cavitant, ce qui paraît logique car le volume de cavitation a tendance à augmenter lorsque la pression baisse. En revanche, pour les pressions d'entrée de l'ordre de 0.3bar qui correspondent au régime non-cavitant, la compressibilité que l'on observe sur les figures peut être due notamment à la présence de la cavitation partielle entre les aubes sans que la chute de performance n'ait lieu, ou encore à la compressibilité du matériau de la volute comme décrit dans [RZENTKOWSKI 2000]. La différence d'amplitude entre les régimes cavitant et non-cavitant est plus faible à des basses fréquences. Du point de vue théorique, lorsque la fréquence des oscillations du modulateurs se rapproche de zéro, les valeurs de la compressibilité (tout comme pour les trois autres coefficients) se rapprochent d'une limite appelée gain statique. Du point de vue physique ce coefficient peut être étudié le modulateur arrêté, en observant le changement du débit lorsqu'on fait varier la pression d'entrée de la pompe. On peut notamment essayer de calculer ce gain statique à partir des données du Tableau 7.2 pour les quatre coefficients. Cependant pour la compressibilité le gain statique doit être nul par conservation du débit moyen entre l'entrée et la sortie de la pompe.

## Identification des fonctions de transfert

Ce niveau représente  $-\infty$  sur le diagramme de Bode. C'est à cause de ce phénomène que la plupart des modèles existants [WANG 1984, BRENNEN 1973, RZENTKOWSKI 2000] publient le modèle de compressibilité comme un filtre dérivateur pur, à partir des résultats d'analyse quasistatique. Or il devient évident que pour des fréquences suffisamment le modèle n'est pas adapté aux résultats expérimentaux, notamment si l'on observe des zéros ou des pôles supplémentaires sur le diagramme de Bode.

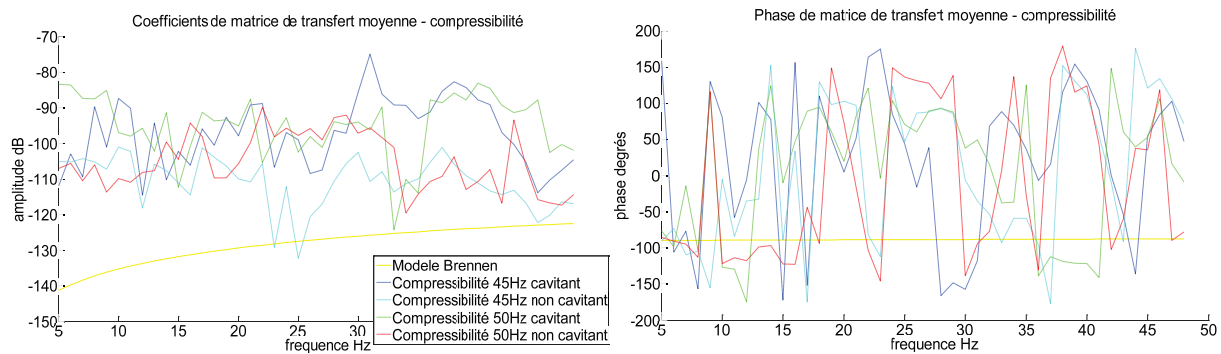


Figure 7.115 : Comparaison des courbes moyennes de la compressibilité

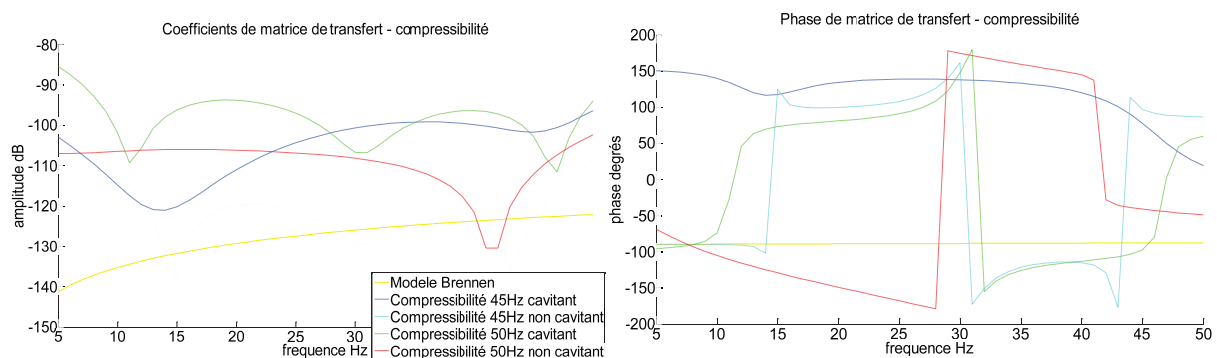


Figure 7.116 : Comparaison des courbes interpolées pour la compressibilité

Concernant les résultats de la phase nous pouvons noter que pour les quatre régimes étudiés les graphes ne permettent pas d'affirmer qu'un modèle particulier représente bien le coefficient de compressibilité de la pompe. Cependant les sauts fréquents des phases entre  $+\pi/2$  et  $-\pi/2$  peuvent signifier qu'en réalité la compressibilité admet un très grand nombre de zéros et des pôles dès lors que l'expérimentateur dépasse le domaine des basses fréquences [OHASHI 1969] où l'étude quasistatique est valable et qu'il est par conséquent nécessaire d'affiner l'expérience en passant à un pas fréquentiel plus petit pour confirmer ou pour infirmer cette hypothèse.

### 7.7.4.11. Résultats du gain de débit

Les courbes sur les figures 136 à 139 montrent les diagrammes de Bode du gain du débit pour la campagne Siebec en régime cavitant. Pour le régime de 45 Hz les pics de résonance à 31 et 38 Hz et les pics d'antirésonance à 26 et 45 Hz (rotation de la pompe) sont bien visibles pour les régimes cavitant et non-cavitant. En revanche l'amplitude pour le régime cavitant est bien supérieure, comme pour tous les autres coefficients de la matrice de transfert étudiés. Par ailleurs, les raies de fréquences proches de 19 et de 22 Hz qui apparaissent respectivement lors des campagnes à 45 et 50 Hz et qui sont dues à la rotation de la pompe n'apparaissent sur aucun des diagrammes, probablement parce que la fréquence générée n'est pas un nombre entier. Pour la fréquence de

## Identification des fonctions de transfert

50Hz le gain du débit fluctue autour des valeurs de 0 et -10dB, ce qui correspond soit à une conservation (ou un déphasage) pour le premier cas et une atténuation de pulsation d'un facteur 3 pour le second cas. Comme cela a été le cas pour tous les organes testés le gain du débit est estimé avec une incertitude plus importante que les trois autres coefficients, car il lie les fluctuations du débit de sortie à celles du débit d'entrée et les deux variables sont elles-mêmes reconstituées à partir des signaux de pression ce qui est susceptible de rajouter des imprécisions. Cependant la dispersion des valeurs du gain obtenues à partir des différents jeux de données est de l'ordre de 10dB ce qui est du même ordre de grandeur que pour les autres coefficients étudiés.

On remarque aussi que le modèle proposé par [BRENNEN 1982] tracé en gris sur les diagrammes surestime beaucoup les valeurs du gain du débit, comme cela a été déjà le cas pour le gain de pression et l'inductance. De plus, les phases présentent une allure plus complexe. Pour la campagne Siebec en régime non-cavitant la phase obtenue était proche de  $0^\circ$  pour les fréquences entre 5 et 15Hz et augmentait progressivement vers  $\pi$  radians pour les fréquences entre 15 et 25Hz. Pour cette campagne, c'est le régime 50Hz non-cavitant qui présente les résultats proches de la campagne sans cavitation, mais les autres déphasages n'ont pas une allure proche de celle observée lors de la campagne précédente.

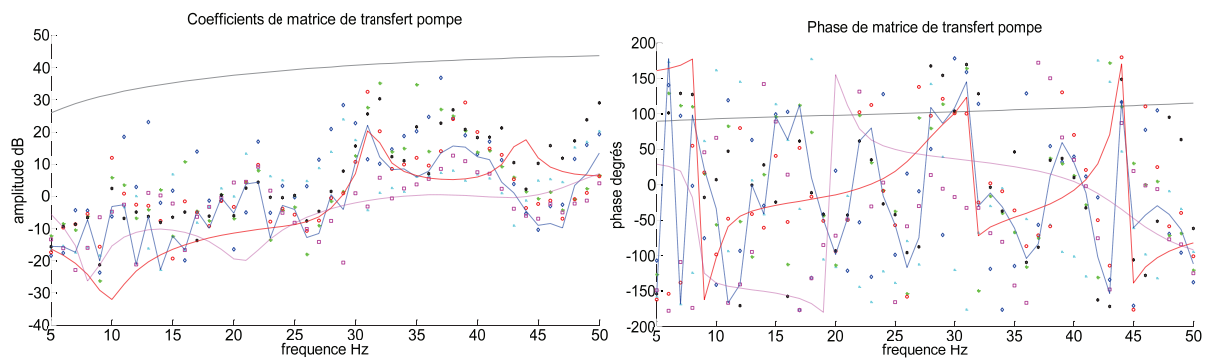


Figure 7.117 : Gain du débit en régime 45Hz cavitant

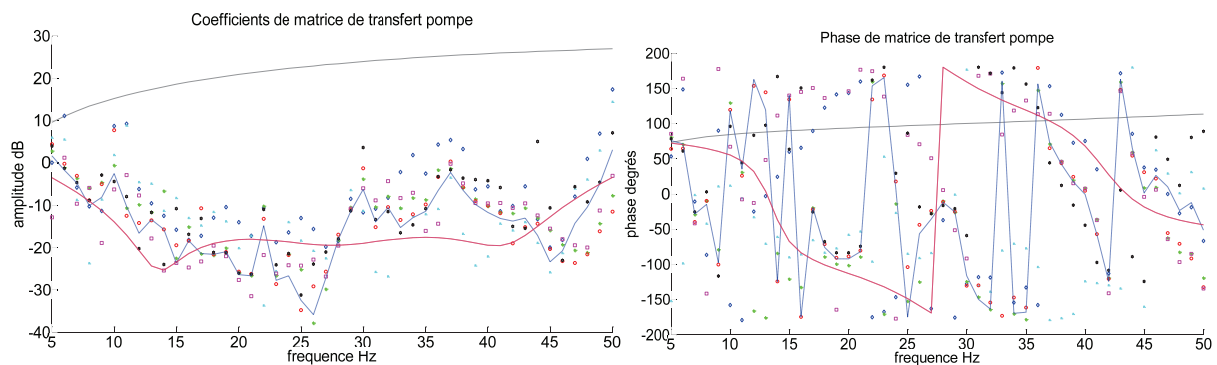


Figure 7.118 : Gain du débit en régime 45Hz non cavitant

# Identification des fonctions de transfert

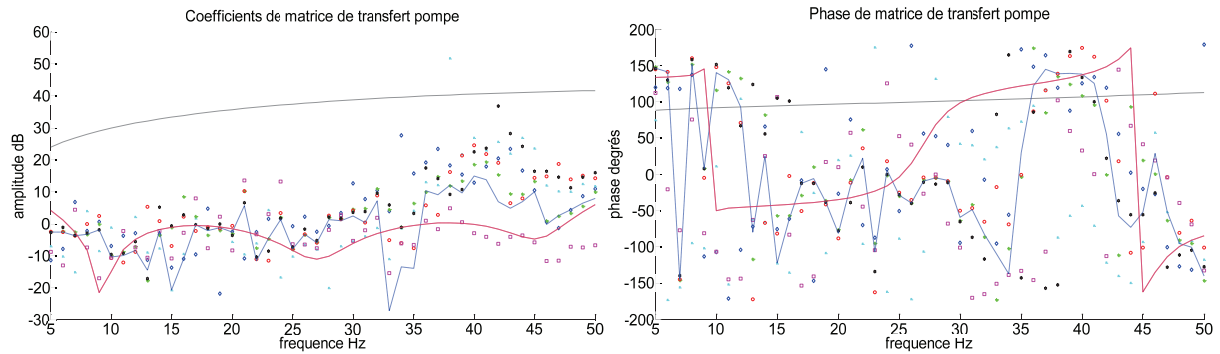


Figure 7.119 : Gain du débit en régime 50Hz cavitant

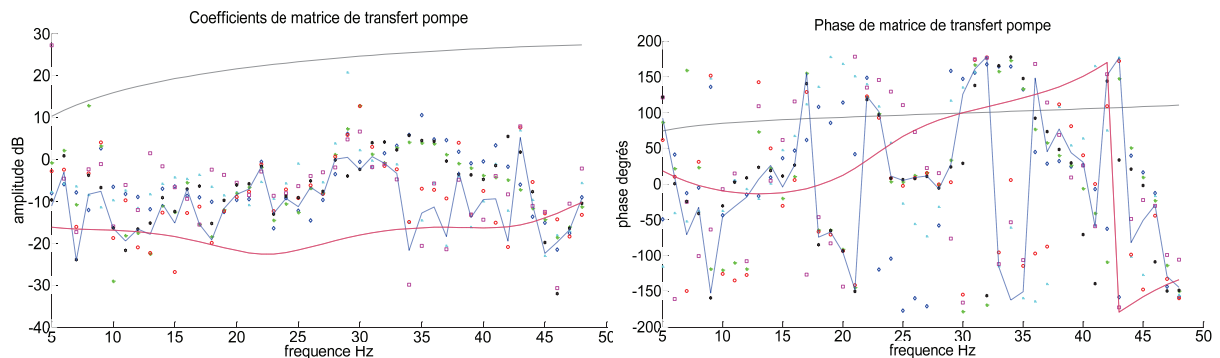


Figure 7.120 : Gain du débit en régime 50Hz non cavitant

## 7.7.4.12. Résultats comparés pour le gain du débit

La Figure 7.121 et la Figure 7.122 montrent les comparaisons du gain de débit entre les différents régimes étudiés. On constate une amplification du débit pour les régimes cavitants à des fréquences supérieures à 30Hz, alors qu'en absence de cavitation il y a une atténuation du débit qui peut atteindre 90%. Le gain statique pour ce coefficient de matrice de transfert est l'unité à cause de la conservation du débit, ce qui représente 0dB sur le diagramme de Bode.

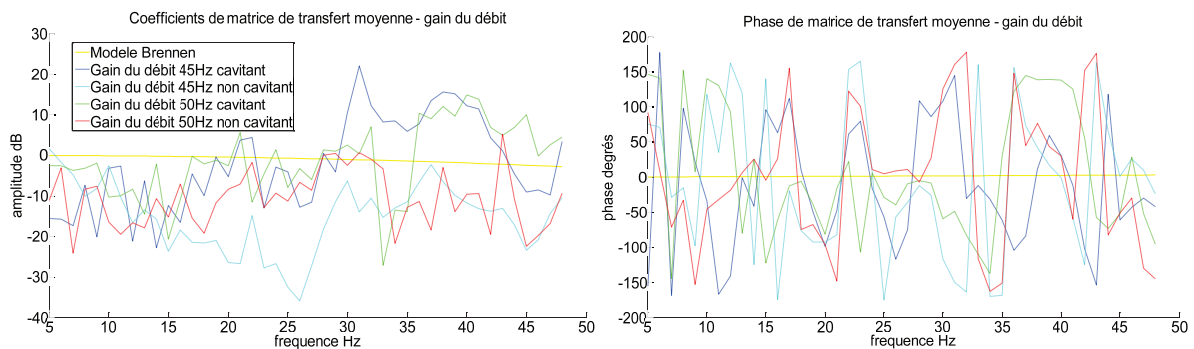


Figure 7.121 : Courbes moyennes comparées du gain du débit



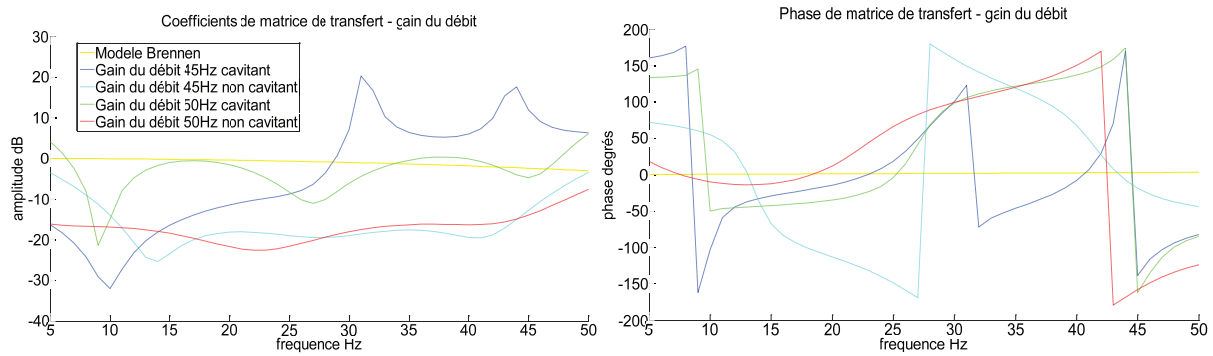


Figure 7.122 : Courbes interpolées comparées du gain du débit

Les courbes du gain montrent que sur le domaine fréquentiel de 5 à 15Hz les quatre régimes présentent des valeurs assez proches, puis de 15 à 30Hz la courbe de 45Hz en régime non-cavitant est inférieure à trois autres. Pour les hautes fréquences, les courbes qui correspondent aux régimes cavitants sont plus élevées que celles des régimes sans cavitation. Lorsqu'on s'intéresse aux courbes rationnelles qui servent d'interpolation (pour tous les cas sauf pour 45Hz cavitant les meilleures fonctions rationnelles sont des polynômes) on peut constater la différence de l'amplitude entre le régime cavitant et non-cavitant (les études théoriques montrent qu'en régime cavitant le gain du débit doit être proche de 0dB alors qu'il peut être légèrement supérieur en présence de cavitation [KERNILIS 1998]). Les différentes courbes de phase montrent à priori une croissance monotone de la phase sauf pour le cas de 45Hz non-cavitant et on peut constater des allures proches pour trois des quatre régimes étudiés. Cependant tout comme pour le régime cavitant les courbes de phase montrent un très grand nombre de points expérimentaux proches de 180°. Pour les quatre régimes étudiés on peut remarquer que le terme  $Z_M Q_e$  est plus grand que le terme  $Z_C P_e$  (mais l'amplitude relative de ce dernier terme est plus importante en régime cavitant par rapport au régime non-cavitant) et ces deux termes sont quasiment en opposition de phase pour tous les cas testés aux quatre régimes différents, ce qui signifie que le terme de la compressibilité permet de diminuer les fluctuations du débit qui se propagent à travers la pompe.



## 7.7.5. Comparaison aux résultats de [BRENNEN 1982]

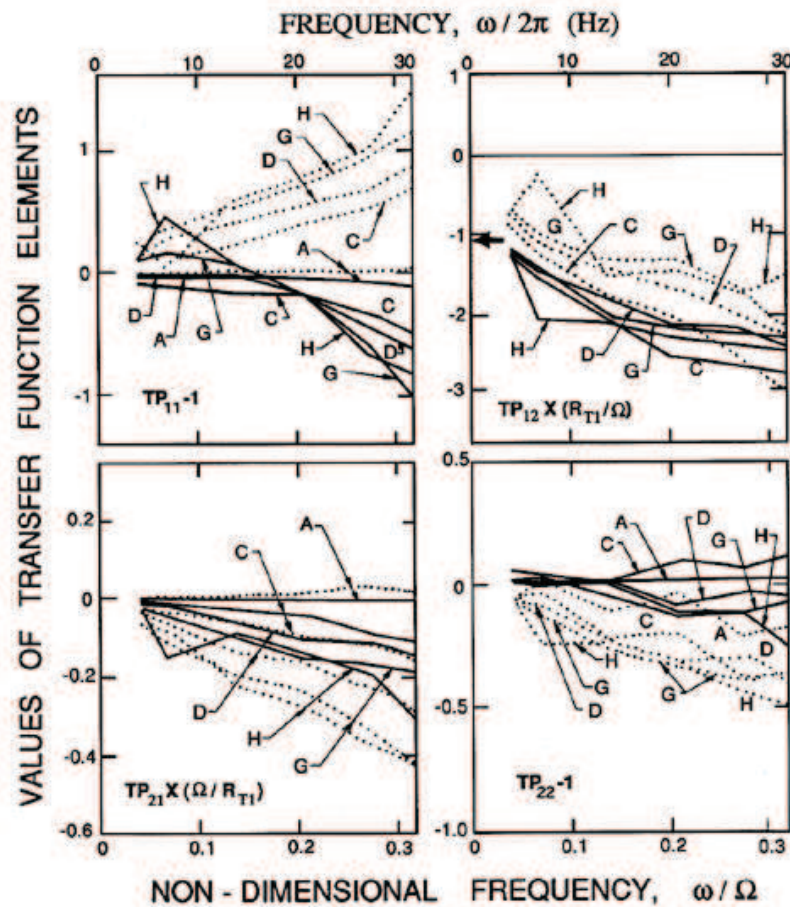


Figure 7.123 : Fonctions de transfert obtenues pour l'inducteur de 10.2cm de diamètre de [BRENNEN 1982] en régime de cavitation. Parties réelles sont affichées en trait plein, parties imaginaires en pointillés

La Figure 7.123 présente les résultats d'évaluation des quatre coefficients de la matrice de transfert obtenus par [BRENNEN 1982] pour une pompe cavitante tournant à 6000rpm, avec un coefficient du débit de 0.07 et différentes valeurs du coefficient de pression  $\sigma$  :  $\sigma=0.37$  pour A (non-cavitant),  $\sigma=0.10$  pour C (cavitation peu développée),  $\sigma=0.069$  pour D,  $\sigma=0.052$  pour G,  $\sigma=0.054$  pour H (cavitation intense avec chute de performances). Pour le **gain de pression** (TP11 sur la figure), on rappelle que l'auteur utilise une formulation légèrement différente de celle adoptée dans notre étude et la formule de passage présentée dans le chapitre 1 est pour le gain de pression :  $Z_m = 1 + ZP_{11} - 2\phi ZP_{21} \approx 1 + ZP_{11}$ , en négligeant l'effet produit par le terme de compressibilité.

On remarque que la partie imaginaire est une fonction positive croissante de la fréquence, et elle croît d'autant plus que la cavitation est développée. Pour la partie réelle du gain de pression nous pouvons dire qu'il est du même ordre de grandeur que la partie imaginaire, que pour les régimes de cavitation peu développée il est négatif décroissant, alors que pour les régimes très cavitants on observe une partie positive à des très basses fréquences. En appliquant la formule de passage on peut voir que si l'on voulait tracer cette courbe sur le diagramme de Bode, alors le gain obtenu du terme  $Z_m$  resterait proche de 0dB mais augmenterait pour les hautes fréquences, alors que la phase passerait progressivement de 0 à 90° entre 5 et 32Hz pour les régimes très cavitants. Lorsqu'on regarde le résultat d'application du modèle théorique proposé par [BRENNEN 1982] à partir de résultats de ses expériences, on peut voir qu'en termes d'ordre de grandeur le modèle surestime le

gain de pression sur le banc Cavhyte, en montrant les gains de l'ordre de 20dB. Ce même modèle estime la phase de l'ordre de 90°, qui est évidente d'après l'écriture du modèle proposée par [BRENNEN 1982]. Pour les expériences menées sur le banc Cavhyte, le gain est effectivement plus élevé pour les régimes de cavitation plus développée et augmente entre 5 et 35Hz, cependant il peut atteindre jusqu'à 20dB soit une valeur de 10 alors qu'il reste de l'ordre de 1 pour les essais de Brennen. De plus, c'est la partie réelle qui devient négative et prépondérante : les courbes de la Figure 7.100 et de la Figure 7.101 montrent des phases proches de -180° pour beaucoup de points à des hautes fréquences en régime cavitant. En régime non-cavitant on remarque tout-de même un domaine entre 30 et 35Hz pour les deux régimes étudiés où la partie réelle redevient positive et d'après l'allure des deux courbes. Cependant d'après les essais menés sur le banc Cavhyte, le gain de pression a une partie imaginaire petite devant la partie réelle.

En ce qui concerne l'évaluation du terme **d'inductance (TP12)**, les résultats de [BRENNEN 1982] sont assez proches de ceux de [ANDERSON 1971] tracés sur la Figure 7.70 : les parties réelle et imaginaire de l'inductance sont négatives, et leur amplitude croît avec la fréquence, cependant ils sont quasiment de même ordre de grandeur, ce qui ferait la phase correspondante du diagramme de Bode proche de -135°. L'auteur ne remarque pas d'influence particulière de la pression d'entrée sur ce terme. Pour le cas du banc Cavhyte, la formule de passage pour obtenir l'inductance est  $Z_L = \frac{1}{2} \frac{u_t}{S} ZP_{12} + 2\varphi \frac{u_0}{S} ZP_{21}$ . Cependant dans ce cas l'influence de la pression d'entrée est visible sur le diagramme du gain affiché sur la Figure 7.108, ce qui pourrait être dû à ce terme supplémentaire de la compressibilité.

Les graphes de **compressibilité (TP21)** proposés par Brennen ont une allure proche de celles d'inductance, mais cette fois-ci lorsque la pression d'entrée baisse l'influence est très visible et la compressibilité augmente nettement. De plus, la partie imaginaire présente plus d'amplitude que la partie réelle, ce qui dans le cas cavitant permettrait de situer la compressibilité sur le diagramme de Bode de phase entre -90° et -135°. Pour notre cas, la formule de passage est  $Z_C = 2 \frac{S}{u_t} ZP_{21}$ , cependant d'après les résultats sur le banc Cavhyte, la compressibilité bien que présentant une partie imaginaire plus importante que la partie réelle, ne garde pas le même signe sur le domaine fréquentiel entre 5 et 50Hz.

Le **gain du débit (TP22)** dans [BRENNEN 1982] présente aussi une partie imaginaire négative et beaucoup plus grande en amplitude que la partie réelle. Sur le diagramme de Bode ceci correspond à une phase proche de -90° et un gain qui croît avec la fréquence. Sur les essais menés sur le banc Cavhyte, les régimes cavitants sur la Figure 7.116 montrent une phase proche de -50°, ce qui correspond à une partie réelle positive et une partie imaginaire négative, mais de même ordre de grandeur. Les courbes de gain pour le régime cavitant augmentent sur ce domaine fréquentiel vers leur maximum situé entre 32 et 40Hz, qui vaut entre 10 et 20dB. En revanche, le modèle de Brennen sur les quatre régimes qui a été obtenu à partir des résultats de [BRENNEN 1982] appliqué au cas Cavhyte surestime les valeurs des quatre termes de la matrice de transfert, comme on peut voir notamment sur la Figure 7.96

### 7.7.6. Etude d'influence des termes croisés sur les termes diagonaux

Pour les quatre points de fonctionnement étudiés il a été possible de voir le déphasage entre les termes diagonaux et croisés correspondants pour toutes les fréquences d'une course donnée. Les graphes 143 à 146 affichent ce déphasage pour la course de 1.2mm. Les courbes de gauche montrent

## Identification des fonctions de transfert

le déphasage entre  $Z_m$  et  $Z_L$  pour la bleue et entre  $Z_M$  et  $Z_C$  pour la rouge. La figure de droite montre le comportement de  $\varphi(P_e) - \varphi(Q_e) = \varphi(Z_H)$ , où  $Z_H$  est l'impédance d'entrée de la pompe définie par Pilipenko comme le rapport entre la pression et le débit d'entrée.

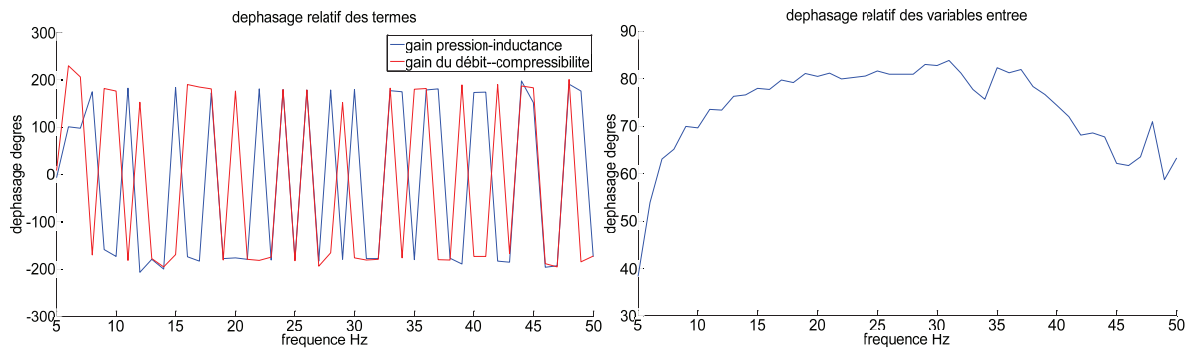


Figure 7.124 : Déphasage des termes pour la campagne 45Hz cavitant

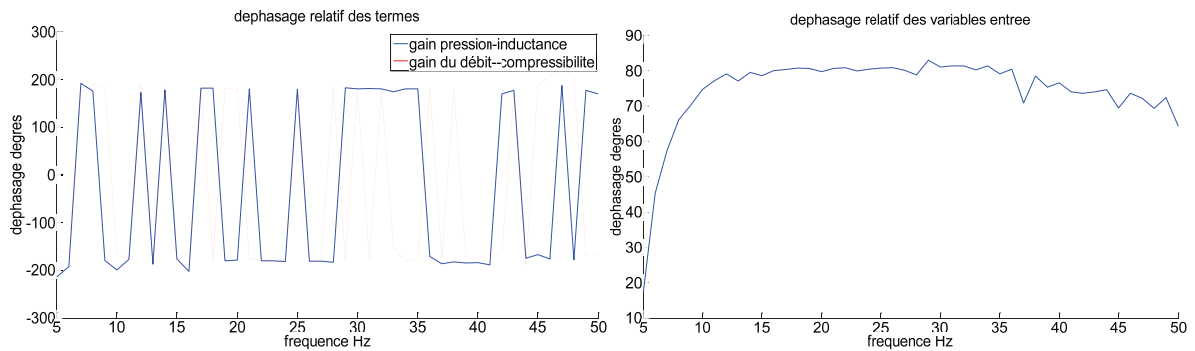


Figure 7.125 : Déphasage des termes pour la campagne 50Hz cavitant

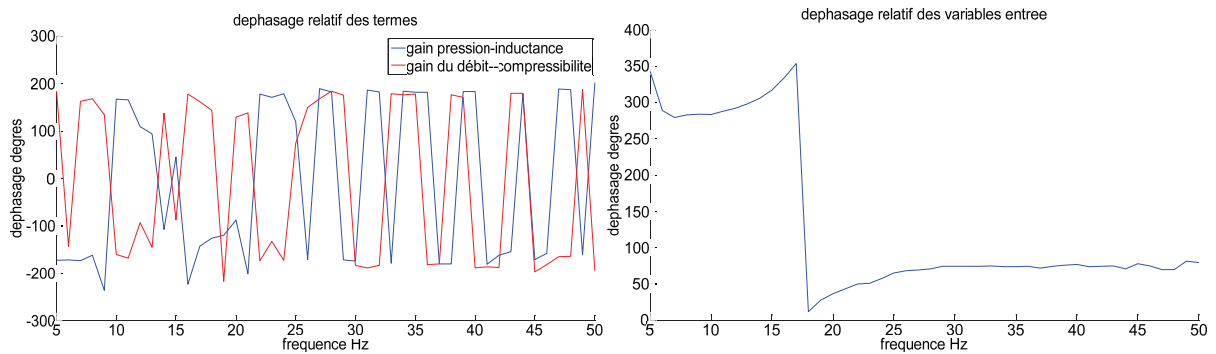


Figure 7.126 : Déphasage des termes pour la campagne 45Hz non-cavitant

## Identification des fonctions de transfert

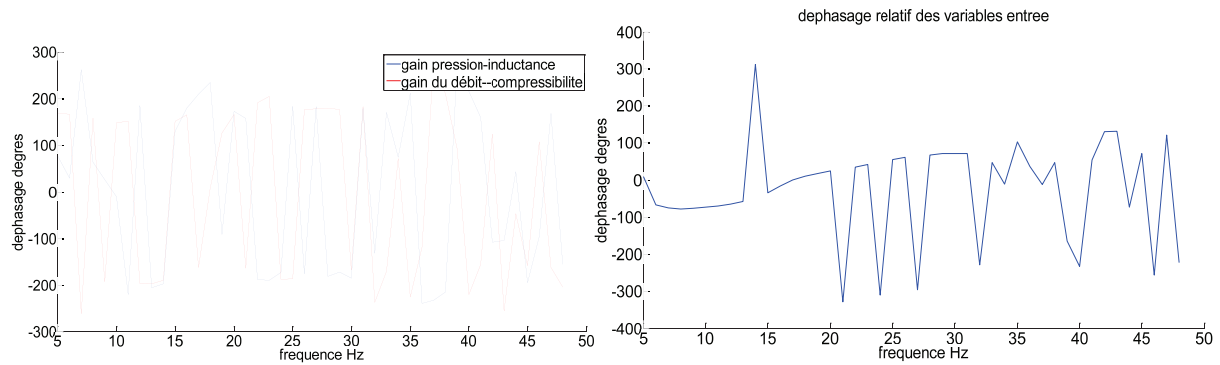


Figure 7.127 : Déphasage des termes pour la campagne 50Hz non-cavitant

Tout d'abord les graphes de droite montrent un comportement très similaire entre les différents points de fonctionnement pour le régime cavitant, où le déphasage entre les deux variables d'entrée passe brusquement de 0 à 80° entre 5 et 10Hz, et puis redescend progressivement jusqu'à 60° entre 30 et 60Hz. De même pour le régime non-cavitant, où le débit se trouve en avance de phase par rapport à la pression pour les tests à basses fréquences, mais remonte pour les hautes fréquences pour atteindre 90°. Mais le point le plus intéressant à remarquer sur les courbes est sans doute l'opposition de phase entre les termes diagonaux et les termes croisés, que l'on voit surtout très bien en régime cavitant. A partir de ce résultat nous pouvons faire des affirmations suivantes pour les phases des différents termes de la matrice de transfert d'une pompe :

$$0 = \pi + \varphi(Z_L) - \varphi(Z_m) - \varphi(Z_H) \quad \text{Équation 7.31}$$

$$0 = \pi + \varphi(Z_C) - \varphi(Z_M) + \varphi(Z_H) \quad \text{Équation 7.32}$$

$$\varphi\left(\frac{Z_L}{Z_m}\right) = \varphi\left(\frac{Z_M}{Z_C}\right) \quad \text{Équation 7.33}$$

De plus ceci signifie que les phases des termes de la matrice de transfert dépendent de celle de l'impédance du signal d'entrée.

Par ailleurs, pour les régimes cavitants testés la compressibilité et l'inductance permettent d'amortir les fluctuations des variables d'entrée et jouent donc un rôle stabilisateur du système. Comme la phase de l'impédance tracée sur les diagrammes de droite des figures 7.143 à 7.146 est toujours comprise entre -90° et 90° (voire entre 0 et 90° pour les régimes cavitants), la partie réelle de l'impédance est donc positive, ce qui selon [PILIPENKO 1989] contribue à stabiliser le système. En revanche une situation contraire impliquerait le risque d'apparition d'auto-oscillations de cavitation, ce qui serait très dangereux pour l'intégrité du banc.

On peut comparer les résultats de l'impédance à l'entrée de la pompe obtenus sur le banc Cavhyte avec les calculs et les essais publiés par [PILIPENKO 1989], qui sont affichés sur la Figure 7.128.

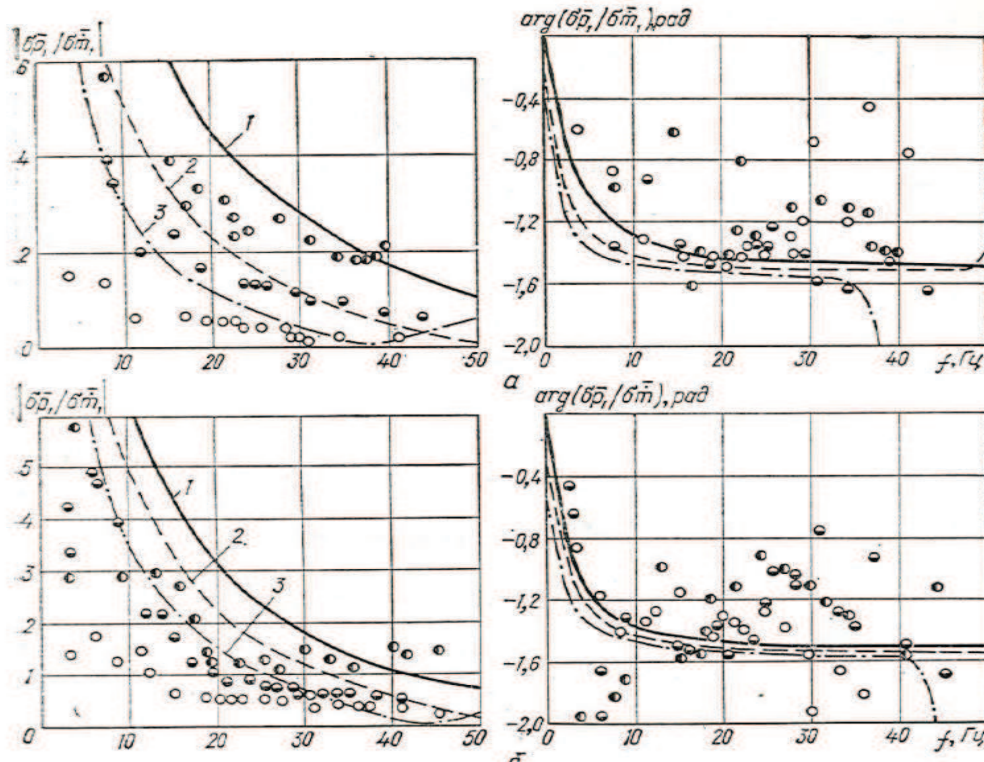


Figure 7.128 : Module et phase de l'impédance à l'entrée de la pompe  $Z_H$  d'après [PILIPENKO 1989] pour le coefficient du débit 0.54 pour le cas a et 0.48 pour le cas b et pour les différentes pressions d'entrée (notations gardées de la Figure 7.102 et de la Figure 7.103)

Par rapport aux allures observées sur le banc Cavhyte, le comportement en phase de l'impédance d'entrée est de signe contraire par rapport aux résultats et les calculs de [PILIPENKO 1989]. Sur le banc Cavhyte, la phase montrait une croissance rapide à des basses fréquences pour s'établir près d'une valeur proche de  $80^\circ$ , alors que les courbes de la phase de la Figure 7.128 affichent pour les basses fréquences une décroissance rapide pour s'établir près d'une valeur proche de  $-90^\circ$ , ce qui correspond à l'opposé de la valeur du banc Cavhyte.

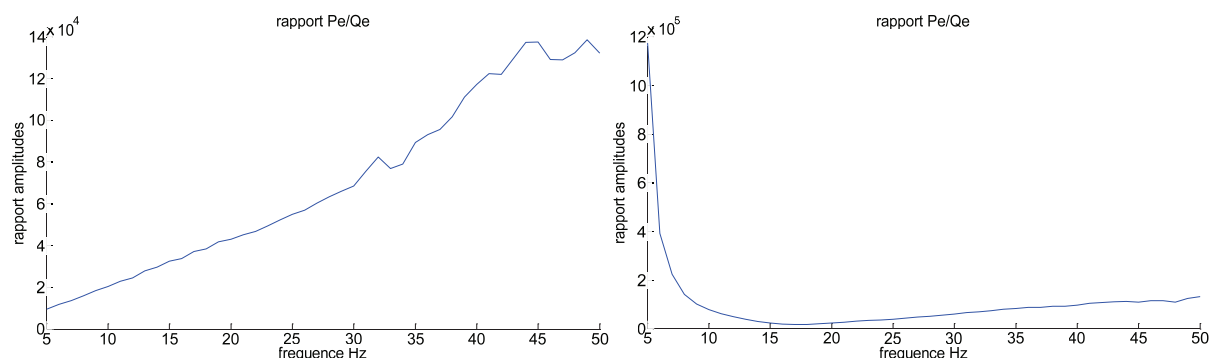


Figure 7.129 : Gain de l'impédance à l'entrée de la pompe, régimes 45Hz cavitant (à gauche), 45Hz non cavitant (à droite). Unités :  $m^{-1}.s^{-1}$

Les courbes du gain de l'impédance d'entrée sur la Figure 7.129 sont aussi très différentes de celles données par l'étude de [PILIPENKO 1989] sur la Figure 7.128. En effet, l'impédance d'entrée dépend des caractéristiques de la pompe mais surtout du circuit. La connaissance de l'impédance d'entrée de



la pompe permet de mieux cerner l'influence de chaque coefficient de la matrice de transfert sur la réponse globale.

### **7.7.7. Conclusion de l'étude de la pompe**

La campagne de caractérisation de la fonction de transfert de la pompe en régime cavitant a été l'étape expérimentale finale pour le travail de la thèse. Elle a présenté beaucoup de défis à la fois de réalisation technique des essais aussi bien que méthodologiques pour pouvoir interpréter les résultats d'expérience. En effet la qualité des résultats a été beaucoup moins bonne en termes de la dispersion des points expérimentaux obtenus à différentes courses du piston du modulateur testées, comparée à la campagne sans cavitation. Cependant les courbes obtenues ont permis de clarifier le rôle de chacun des termes de la matrice de transfert et de quantifier leurs valeurs. Il a été possible d'obtenir quelques résultats sur le comportement fréquentiel de la pompe à des différents points de fonctionnement, cependant des nouveaux tests sont nécessaires pour pouvoir améliorer les modèles obtenus et pour apporter plus d'éléments d'analyse.

### **7.8.Synthèse sur les résultats d'identification**

Les différentes campagnes traitées lors de la phase expérimentale de la thèse ont permis de développer une méthodologie de protocole d'essais, de mesure, post-traitement et d'identification des fonctions de transfert en place sur le banc. Il a été possible de repérer un grand nombre de défis à relever pour chaque type de composant à tester, selon qu'il soit passif, actif, sans cavitation ou générant les poches de vapeur. Avec les résultats obtenus il est possible alors de construire des modèles RLC plus ou moins détaillés où l'ordre du système et donc la fidélité de la reconstitution serait fixé par l'utilisateur. De plus il a été possible de proposer et d'interpréter différents phénomènes observés expérimentalement lors des campagnes d'essais et de comparer qualitativement les résultats à ceux publiés par les autres travaux similaires effectués par le passé. Le travail effectué lors de cette campagne ne permet pas de stipuler des modèles physiques définitifs pour les différents organes étudiés, surtout pour la veine radiale divergente et pour la pompe en cavitation, et il reste encore beaucoup de travail à effectuer dans cette direction pour les travaux futurs. Les campagnes d'identification de composants se sont basées sur un nombre d'essais assez limité, et même si les résultats relatifs à la caractérisation du coude et de l'accumulateur semblent très satisfaisants, un jeu de données plus important augmentera certainement la précision des résultats d'identification de la fonction de transfert de la VDR et de la pompe centrifuge en régime cavitant. Plus particulièrement, d'autres types de décolinéarisation peuvent être testés, comme le changement de la pression d'accumulateur par exemple. Il semble aussi intéressant lors de l'identification de la VDR d'essayer d'autres courses du piston de modulateur, en prenant les courses plus petites sur un domaine des basses fréquences et plus élevées à des hautes fréquences. Ces essais peuvent être notamment effectués sur les fréquences décalées de 0.5Hz : 4.5, 5.5, 6.5, ... de manière à compléter le jeu de données déjà disponible.

### Conclusion et perspectives du travail de thèse

Le couplage fluide-structure qui se produit lors du phénomène POGO sur un lanceur à propergol liquide peut mettre en péril la mission de lancement et requiert donc une étude de la réponse des différents composants de la fusée à une excitation d'entrée. Cette information permet d'établir une série de modèles d'ordre réduit dont l'analyse est capable de prédire l'occurrence du phénomène POGO et de proposer éventuellement une solution adaptée. Lors de cette thèse, c'est la réponse à une excitation de la pression et du débit en entrée des différents organes hydrauliques qui a été étudiée à l'aide du banc d'essais Cavhyte.

La thèse de Doctorat qui a été présentée dans ce mémoire s'est déroulée en plusieurs étapes :

- La conception du banc à l'aide des modèles RLC existants

Cette étape a nécessité tout d'abord une étude bibliographique sur les modèles RLC proposés par les différentes publications scientifiques. Ces modèles ont été analysés et une interprétation physique a été proposée. Tout d'abord il a été nécessaire de concevoir ce banc pour qu'il puisse satisfaire le cahier de charges fixé au départ. Notamment, les différentes configurations du banc ont été simulées à l'aide des modèles théoriques d'ordre réduit du type RLC. Les résultats de ces calculs numériques ont permis d'estimer la réponse globale du banc à une modulation du débit et de mettre en évidence le besoin de certains composants comme l'accumulateur mais aussi entre autres d'effectuer le choix du matériau des conduites. Les hypothèses effectuées lors de ces simulations ont pu être par la suite testées de manière expérimentale. Les différents codes programmés pourront être utilisés dans le futur en appliquant notamment les modèles d'ordre réduit obtenus à partir des essais sur le banc Cavhyte. Il sera alors possible de prévoir le comportement du dispositif expérimental suite à des différentes modifications envisagées.

- La réalisation du banc d'essais

Cette étape a nécessité un travail de coordination entre plusieurs équipes de compétences multidisciplinaires, notamment les équipes responsables de la conception mécanique du banc, du supportage, du modulateur, mais aussi l'instrumentation, l'acquisition des mesures et l'intégration dans l'armoire électrique. Le banc d'essais a été modifié à plusieurs reprises lors des campagnes d'essais. Des modifications plus ou moins importantes, allant de celle de la course du piston du modulateur et jusqu'au changement de composants principaux ont eu lieu lors de la phase de tests.

- La mise en place de l'instrumentation adaptée, surtout pour la mesure du débit fluctuant

Par ailleurs lors de cette même étape le choix d'une instrumentation adaptée afin de mesurer les fluctuations rapides des variables d'entrée et l'intégrer dans une chaîne de mesure a été un défi technique majeur. Pour ceci l'implémentation des capteurs ainsi que leur acquisition et leur post-traitement a été étudié en détail. Par ailleurs, une étude des incertitudes de mesure a été conduite pour valider la méthode choisie et pour estimer les erreurs éventuelles sur les pressions et les débits instationnaires, sur l'estimation de la célérité du son et sur les résultats finaux des coefficients de matrice de transfert. La méthode d'intensimétrie hydroacoustique a été utilisée pour mesurer le débit fluctuant dans la conduite, et des nouvelles méthodes ont été proposées pour améliorer la



qualité de la mesure de la vitesse du son et donc par conséquent du débit fluctuant dans les espaces temporel et fréquentiel.

- La caractérisation des différents organes hydrauliques

Lors de cette thèse les différents organes hydrauliques ont été testées sur le banc d'essai et leurs matrices de transfert ont été obtenues et comparées aux modèles théoriques. Tout d'abord, le coude admet une fonction de transfert qui est très proche de celle proposée dans les différentes publications scientifiques. Ensuite, la fonction de transfert d'accumulateur a été obtenue de manière très précise pour plusieurs points de fonctionnement, cependant elle ne correspond pas aux modèles proposés par la théorie. La veine radiale divergente en régime cavitant a aussi été testée sur le banc, cependant aucune étude théorique n'est disponible à ce jour pour cet organe pour que l'on puisse comparer la matrice de transfert obtenue. Enfin, la pompe centrifuge Siebec a été testée en régimes cavitant et non-cavitant sur la boucle hydraulique Cavhyte. En régime non-cavitant la matrice de transfert a été obtenue avec une bonne précision. Pour le régime cavitant, la qualité des résultats se dégrade, cependant les résultats publiés dans les différentes sources bibliographiques affichent quelques tendances similaires à celles observées lors de notre étude.

- Développement d'outils d'identification

Les différents outils pour identifier la matrice de transfert à partir des mesures de la pression et du débit fluctuant ont été proposés. Tout d'abord, pour les tests fréquence par fréquence il a été possible de proposer une méthode précise et dont la qualité des résultats obtenus peut être évaluée à l'aide des critères appliqués en parallèle, notamment le critère de décolinéarisation qui permet de dire si les variables d'entrée sont suffisamment différents entre eux pour que la précision du résultat final de la matrice de transfert soit optimale. Dans un deuxième temps, une méthode temporelle a aussi été proposée, se fondant sur un algorithme auto-récursif à moyenne mobile exogène qui s'applique à un signal d'entrée riche en fréquence. L'utilisation de plusieurs algorithmes sur plusieurs jeux de données différents constitue une démarche de validation de matrice de transfert.

- Démarche globale : proposition de méthodologie

Une méthodologie d'essais, de post-traitement et d'identification de la fonction de transfert a été proposée suite à une étude théorique et a pu être testée sur les campagnes de test. Elle a pu être ainsi améliorée et adaptée au fur et à mesure des essais sur des composants présentant un comportement de plus en plus complexe. Les outils qui permettent d'obtenir la matrice de transfert recherchée à partir des mesures expérimentales ont été développés et seront utilisés dans la suite des travaux sur la même problématique. En particulier, les conduites coudées, la veine radiale divergente, l'accumulateur hydropneumatique et la pompe centrifuge ont pu être mis à l'essai lors des différentes étapes expérimentales et leur identification a été effectuée à partir des différents types des signaux d'entrée et en utilisant plusieurs algorithmes d'estimation de fonction de transfert. Tout d'abord, de manière plus précise, les campagnes de fréquence par fréquence ont donné un jeu de données résultats, dont l'interpolation rationnelle en utilisant un algorithme développé au cours de la thèse donne une allure du comportement fréquentiel des organes sur le domaine fréquentiel étudié. Les tests sur les signaux de type chirp permettent de valider ce résultat, notamment grâce à un algorithme auto-récursif, développé aussi dans le cadre de la thèse. Dans les deux cas c'est l'utilisateur qui peut choisir lui-même la complexité du modèle d'ordre réduit dans le but d'atteindre

## Conclusion et perspectives

---

un compromis entre la sensibilité de la caractérisation et la simplicité de la fonction de transfert. Les résultats obtenus à l'aide des algorithmes qui proposent une approche différente sont très proches malgré tout, ce qui permet d'estimer la précision des méthodes, leurs incertitudes et leurs domaines de validité.

De plus plusieurs critères ont été proposés pour tester la qualité des résultats expérimentaux et qui permettent ainsi de sélectionner les données les plus fiables pour établir la courbe finale de la fonction de transfert pour chaque coefficient de la matrice. Ces critères comprennent notamment le critère de l'amplitude énergétique du signal des harmoniques utilisé sur les organes où l'on a pu observer plusieurs raies harmoniques comme la conduite coudée, ainsi qu'un critère de décolinéarisation des vecteurs d'entrée utilisable notamment sur les campagnes où plusieurs courses de modulateur ont été appliquées et un grand nombre de données expérimentales peut être obtenu.

La méthodologie développée et les résultats obtenus sur les organes testés sur le banc d'essais pourront notamment être utilisés lors des futurs tests sur ce dispositif expérimental dans le cadre de l'étude des autres organes. Des phénomènes physiques imprévus au départ ont été observés lors des expériences, certains ont pu être expliqués et exploités à nos fins, alors que d'autres demeurent incompris. Finalement, cette thèse a permis de proposer des solutions aux différents défis techniques, mais a aussi soulevé des questions auxquelles les travaux suivants pourront s'intéresser.

- Perspectives de l'étude

Le travail présenté dans ce mémoire permet de construire une première base de méthodes et de connaissances qu'il sera possible de développer lors des travaux futurs et utiliser pour étudier les composants hydrauliques du moteur fusée en vue de prédire et d'atténuer l'occurrence du phénomène POGO. Les projets scientifiques qui s'inscrivent dans la continuité de cette thèse utilisent déjà des différentes méthodes proposées, notamment en ce qui concerne l'évaluation précise de la célérité du son, la reconstitution du débit et surtout la caractérisation de la fonction de transfert des organes hydrauliques. Cependant un certain nombre d'outils et de méthodes devra être amélioré et les matrices de transfert pourront être estimées avec plus de précision en effectuant des essais supplémentaires et en testant d'autres types de décolinéarisation.

### Références Bibliographiques

[AADALEESAN 2008] Adeleesan P., Miglan, N., Sharma, R., Saha, P., Nonlinear system identification using Wiener type Laguerre-Wavelet network model, Chemical engineering science 63, 2008

[ABDENOVA 2010] Abdenova, G.A., Voevoda A.A., Identification des systèmes continus multidimensionnels par des observations discrètes, NGTU N°2(60), 2010, en russe

[ADAMKOWSKI 2006] Adamkowski, A., Janicki, W., Kubiak, J., Urquiza, G., Sierra, F., Fernandez, J., Water turbine efficiency measurements using the Gibson Method based on special instrumentation installed inside pipelines, 6<sup>th</sup> international conference on innovation in hydraulic efficiency measurements, 2006, Portland USA

[ADAMKOWSKI 2010] Adamkowski, A., Janicki, Selected problems in calculation procedures for the Gibson discharge measurement method, IGHEM-2010, Roorke, India

[AGOSTINO 2007], Agostino, L., Salvetti, M.V., Franc, J.P., Brennen, C.E., Tsujimoto, Y., Saurel, R., Petitpas, F., Sinibaldi, E., Beux, F., Fluid dynamics of cavitation and cavitating turbopumps, ed. Springer Wien, ISBN 978-3-211-76668-2

[AGUIRRE 1995] Aguirre L.A., Exact pole retention in least squares Padé reduction of SISO systems, SBA Controle & Automação, Vol.6 N°2, 1995

[ALCI 2005] Alci, M., New dynamic fuzzy structure and dynamic system identification, Soft Comput N°10, 2006

[ALEKSEEV 2009] Alekseev, A.A., Korablev, Yu.A., Shestopalov, M.Yu., Identification et diagnostic des systèmes, ed. Academia, Moscou, 2009, en russe

[ANDERSON 1971] Anderson, D.A., Blade, R.J., Stevens, W., Response of a radial-bladed centrifugal pump to sinusoidal disturbances for a non-cavitating flow, NASA TN D-6556, 1971

[ASTROM 1971] Aström, K.J., Eykhoff, P., System identification – A survey, Automatica, vol.7, pp123-162, 1971

[AVGUSTINOVICH 1984] Avgustinovich V.G., Akindinov, V.A., Boev, B.V., Dedesh, V.T., Dobrynin, A.N., Zhdanov, A.K., Kovachich, Yu.V., Larionova, N.S., Pipekin, V.I., Rakitin, M.M., Ryzhov, I.D., Identification des systèmes de contrôle des moteurs d'avion et des turbines à gaz, Moscou, ed. Mashinostroenie, 1984

[BERTRAND-KRAJEWSKI 2007], Bertrand-Krajewski, J.L., Capteurs, Etalonnages et Incertitudes de mesure, cours INSA Lyon, 2007

[BINDER 2010] Binder, K., Heermann, D.W., Monte-Carlo simulation in statistical physics : and introduction, ed. Springer-Verlag, ISBN 3-540-43221-3, 2010

[BLADE 1962] Blade, R.J., Lewis, W., Goodykoontz, J.H., Study of a sinusoidally perturbed flow in a line including a 90° elbow with flexible supports, NASA TN D-1216, 1962

[BLOMMAERT 2000] Blommaert, G., Etude de comportement dynamique des turbines Francis : Contrôle actif de leur stabilité de fonctionnement, Thèse N°2222 EPFL, 2000.

## Conclusion et perspectives

---

[BOLLETER 1993], Bolleter, U., Interaction of pumps and piping systems with regard to pressure pulsations, Proc. 1<sup>st</sup> international symposium on pump noise and vibrations, Claamrt, France, pp 3-10, 1993

[BRENNEN 1976] Brennen, C.E., Acosta, A.J., The dynamic transfer function for a cavitating inducer, Journal of Fluids engineering, 98(2) pp182-191, 1976

[BRENNEN 1978] Brennen, C.E., The unsteady dynamic characterization of hydraulic systems with emphasis on cavitation and turbomachines, proceedings of joint symposium on design and operation of fluid machinery, Colorado, USA, 1978

[BRENNEN 1982] Brennen, C.E., Meissner, C., Lo, E.Y., Hoffman, G.S., Scale effects in the dynamic transfer functions for cavitating inducers, Journal of fluids engineering, vol. 104, 1982

[BRENNEN 1994], Brennen, C.E., Hydrodynamics of pumps, Concepts ETI & Oxford University Press, 1994, ISBN 0-933283-07-5

[BRILLAULT 2009] Brillault, R., « Note construction circuit et réalisation mesures. Test composants cavhyte », Rapport CremHyg 05/2009

[BYRNES], BYRNES, C.I., Lindquist, A., On the stability and instability of Pade approximants, Note Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden

[CAI] Cai, M., Lee, E.B., Identification of linear systems using Rational approximation techniques

[CARVALHO 2011] Ferraz de Carvalho, F.E., Modélisation de l'influence du circuit hydraulique sur le comportement instationnaire des écoulements cavitants, Stage 2<sup>ème</sup> Année LEGI, 2011

[CATANIA 2009] Catania, A.E., Ferrari, A., Development and assessment of a new operating principle for the measurement of unsteady flow rates in high-pressure pipelines, Flow measurement and instrumentation, N°20, 2009, pp 230-240

[CERVONE 2009] Cervone A., Tsujimoto T., Kawata Y., Evaluation of the dynamic transfer function of cavitating inducers by means of a simplified lumped-parameter model, Journal of Fluids Engineering, vol. 131, 2009

[CHARLEY 2001] Charley, J., Dynamique des structures complexes. Hydroacoustique et couplage fluide-structure, HDR USTL Lille, 2001, Chapitre 3 « Hydroacoustique, couplage fluide-structure »

[CHEN 1989] Chen, S., Billings, S.A., Luo, W., Orthogonal least-squares methods and their application to non-linear system identification, International journal of control, vol.50 N°5, 1989

[CHEN 1990] Chen S., Billings, S.A., Grant, P.M., Non-linear system identification using neural networks, International Journal of control, vol.51, N°6, 1990

[CHEN 1992] Chen, S., Billings, S.A., Grant, P.M., Recursive hybrid algorithm for non-linear system identification using radial basis function networks, INT. J. CONTROL, 1992, VOL. 55, No.5, 1051-1070

[CHEN 2005] Chen, H., Washio, S., Takahashi, S., Discussions on Accuracy of modified KDP method applied to simultaneous measurements of unsteady flow rates, pressures and impedances for

pulsating oil flows in a pipe, Transactions of JSME, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 71(712), 2005-12, en japonais

[DANIELS 1977] Daniels, C.M., Liquid rocket lines, bellows, flexible hoses and filters, NASA Lewis research center, 1977

[DAUTOIS 2011] Dautois, A., Choix des accumulateurs. Stage 2ème année Cremhyg. (2011).

[DAVID 1998] David, N., Vassia, B., Rapport d'exploitation. Essais à l'eau sur l'inducteur LOX Vulcain avec capacité amont. Campagne BIO2 au CREMHYG, M2-RE-1200000-0001 SEPV 1\_1, 1998

[DEGTYAR 1997], Degtyar, B.G., cavitation et instabilité POGO, monographie YurGU, 1997 (en russe)

[DEMIDENKO 2011] Demidenko, V.G., Identification des systèmes d'équations différentielles linéaires, SO RAN, 2011, en russe

[DESMET 1988] Desmet, B., Tephany, F., Trolle, J.L., Mécanismes d'interaction d'une pompe et d'un circuit. Modèles théoriques, La Houille Blanche, N°3/4-1988

[DORDAIN 1974] Dordain, J.J., Marchetti, M., Matrices de transfert de systèmes hydrauliques. Etude théorique et expérimentale. La recherche aérospatiale, 1974 N°1 pp 23-35

[DOTSON 2002] K.W. Dotson, R.L. Baker, B. Sako, Limit-cycle oscillation induced by nonlinear aerodynamic forces, AIAA 2002

[DOTSON 2004] K.W. Dotson, S. Rubin, B. Sako, Effects of unsteady pump cavitation on propulsion-structure interaction (POGO) in liquid rockets, 45<sup>th</sup> AIAA/ASME Conference, 2004

[DOTSON 2005] K.W. Dotson, S. Rubin, B. Sako, Mission-specific POGO stability analysis with correlated pump parameters, JPP, vol 21, N°4, 2005

[DOTSON 2005] K. Dotson, P. Than, Procedure for mission-specific POGO stability analyses and risk assessments, Airspace Corporation, 2005

[DUPLAA 2008] Duplaa, S., Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une pompe lors des séquences de démarrage rapide, Thèse ENSAM Lille, 2008, Annexe 5 « Débitmetrie instationnaire »

[FASSOIS 2001] Fassois, S.D., MIMO LMS-ARMAX identification of vibrating structures, part I : the method, Mechanical Systems and signal processing vol.15, 2001

[FERRAL 2012] Ferral, S., Participation à la mise en place et aux essais d'un banc d'identification des phénomènes de cavitation, stage de 2ème année Polytech, Gipsa-lab, 2012

[FLORAKIS 2005], Florakis, A., Fassois, S.D., MIMO LMS-ARMAX identification of vibrating structures—part ii: a critical assessment, Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(4),

[FOGEL 1982] Fogel, E., Huang, Y.F., On the value of information in system identification – bounded noise case, Automatica vol.18, N°2, 1982

[FORTES-PATELLA 2008] Fortes-Patella, R., « Hydraulique des écoulements en charge », 2007-2008, cours HEC ENSE3

[FRANC 2004], Franc, J.P., Michel, J.M., Fundamentals of cavitation, ed. Grenoble Sciences, ISBN-10 1402022328, 2004

[GAO 2005] Gao, Y., Er, M.J., NARMAX time series model prediction: feedforward and recurrent fuzzy neural network approaches, Fuzzy Sets and Systems 150 (2005), 331–350

[GERARD 2009] Gerard, X., « Procedure d'utilisation du banc hm 7 mdd amont et pompe hm7 », rapport EPRI2+2, 2009

[GOETHALS 2005] Goethals, I., Pelckmans, K., Suykens, J.A.K., De Moor, B., Identification of MIMO Hammerstein models using least squares support vector machines, Automatica 41 (2005) 1263 – 1272

[GONNET 2011], Gonnet, P., Pachon, R., Trefethen L.N., Robust Rational interpolation and least squares, Electronic transactions on numerical analysis, vol. 38, 2011

[GRAF 2004] Graf, U., Applied Laplace transforms and Z-transforms for Scientists and engineers, ed. Birkhauser, ISBN 3-7643-2427-9, 2004

[GREITZER 1981], Greitzer, E.M., The stability of pumping systems, - the 1980 Freeman scholar lecture, ASME Journal of fluids engineering, N°103, pp193-242, 1981

[GRUNWALD 2007] Grunwald, P.D., The minimum description length principle, ISBN: 9780262072816

[GUBAREV 2009] Gubarev, V.F., Estimation d'état avec une identification paramétrique des systèmes multidimensionnels sous incertitude, Proceedings SICPRO 2009, Moscou

[GUSTAVSEN 1999], Gustavsen, B., Semlyen, A., Rational approximation of frequency domain responses by vector fitting, IEEE Transactions on Power Delivery, Vol. 14 N°3, 1999

[GYSLING 2008] Gysling D.L., Kersey, A.D., Paduano, J.D., Apparatus and method for measuring a fluid flowing in a pipe using acoustic pressures, US Patent N°7322245 B2, 2008

[HESPAHNA 2007] Hespahna, J.P., Undergraduate lecture notes on system identification, ECE UCSB, 2007

[HODASHINSKIY 2011] Hodashinskij I.A., Doudine, P.A., Identification des systèmes flous par la méthode d'évolution différentielle, Contrôle-commande, machines de calcul et informatique, 2011, en russe

[HORI 2011], Hori, S., Brennen, C.E., Dynamic response to global oscillation of propulsion systems with cavitating pumps, Journal of Spacecraft and Rockets, vol.48, N°4, 2011

[HORMANN 2006], Hormann K., Barycentric rational interpolation, TU Clausthal note, 2006

[IDELCHIK 1992] Idelchik, I.E., Memento des pertes de charge, ed. Mashinostroenie, Moscou, 1992 (en russe)

[IGDALOV 2008], Igdalov, I.M., Sheptun, Yu.D., La dynamique des systèmes de contrôle, Université de Dniepropetrovsk, 2008

[JONSSON 2012] Jonsson, P.P., Ramdal, J., Cervantes, M.J., Development of the Gibson method – Unsteady friction, Flow measurement and instrumentation 23(2012) pp. 19-25

[KASHIMA 2010] Kashima, A., Lee, P.J., Nokes, R., Accuracy of instantaneous flow rate estimation using pressure measurements, 17<sup>th</sup> Australasian Fluid Mechanics Conference, 2010

[KASHIMA 2011] Kashima, A., Lee, P.J., Nokes, R., Numerical errors in discharge measurements using the KDP method, Journal of hydraulic research, iFirst, 2011, pp 1-7, DOI:10.1080/00221686.2011.638211

[KERNILIS 1998] Kernilis, A., Synthèse sur les études et modèles existants de fonction de transfert instationnaire due à la cavitation en entrée pompe, Rapport interne Snecma, 1998

[KRISTINSSON 1992] Kristinsson, K., System identification and control using genetic algorithms, IEEE transactions on systems, man, and cybernetics, Vol.22 N°5, 1992

[LARKIN 1967], Larkin, F.M., Some techniques for rational interpolation, note Oxford University, 1967

[LARSEN 2008] Larsen, C.E., NASA Experience with Pogo in human spaceflight vehicles, NATO RTO-MP-AVT-152

[LAUB 2004] Laub, A.J., Matrix Analysis for scientists and engineers, ch.4 Introduction to the Moore-penrose pseudoinverse, ed. Siam, ISBN : 0-89871-576-8, 2004

[LAURO 1998] Lauro, J.F. , Boyer, A., Matrice de transfert et sources hydroacoustiques d'une pompe centrifuge à faibles charges, La Houille Blanche, 1998 N° 3-4 pp 128-133

[LEGOTKINA 2011] Legotkina, T.S., Malkov, V.S., Identification des systèmes de contrôle automatique à l'aide du signal « bruit blanc », Université polytechnique de Perm, 2011, en russe

[LEMOINE 2011] Lemoine, N., POGO - Thèse indentation de transfert pompe - représentation des déformées modales 01706ed. Vernon: Snecma.

[LIU 2007] Liu, Y., Bai, E., Iterative identification of Hammerstein systems, Automatica 43 (2007)

[LJUNG 1991] Ljung, L., Identification des systèmes. Théorie pour l'utilisateur, ed. Nauka, Moscou, 1991, en russe

[LONGATTE 1998] Longatte, F., Contribution à l'analyse phénoménologique des écoulements instationnaires dans les turbomachines : étude du couplage pompe-circuit et rotor-stator, thèse INPG, 1998

[MARIE-MAGDELEINE 2012] Marie-Magdeleine, A., Fortes-Patella, R., Lemoine, N., Marchand, N., Application of unsteady flow rate evaluations to identify the dynamic transfer function of a cavitating Venturi, IAHR XXVI, Beijing, 2012

[MARIE-MAGDELEINE 2012] Marie-Magdeleine, A., Fortes-Patella, R., Lemoine, N., Marchand, N., Unsteady flow rate evaluation methodology for identification of the dynamic transfer function of a cavitating Venturi, Proc. 8<sup>th</sup> International Symposium on Cavitation, CAV2012 Singapore, 2012



[MARGUENDA 1995] Marguenda, R., Modélisation d'un banc d'essais hydraulique d'un inducteur de pompe. Etude de faisabilité de la caractérisation hydraulique instationnaire - 26/06-29/09/1995, stage SEP

[MAJ 2010], Maj, G., « Etude d'adaptation du banc CAVHYTE pour la réalisation d'essais d'excitation de pompes », Rapport Ylec Consultants, 08/2010

[MARTINEZ 2011] Martinez, J.J., System Identification, Cours ENSE3 ASI, 2011

[MOORE 2007] Moore, S.M., Lai, J.C.S., Shankar, K., ARMAX modal parameter identification in the presence of unmeasured excitation – I: Theoretical Background, Mechanical Systems and signal processing vol.21, 2007

[MOORE 2007] Moore, S.M., Lai, J.C.S., Shankar, K., ARMAX modal parameter identification in the presence of unmeasured excitation – II: Numerical and experimental verification, Mechanical Systems and signal processing vol.21, 2007

[MULLER 2010] Muller, S., Mauriot, Y., Smirnov stationarity criterion applied to rocket engine test data analysis, Proceedings of the IMAC-XXVIII, Jacksonville Florida USA, 2010

[NAGUMO 1967] Nagumo, J., Noda, A., A learning method for system identification, IEEE transactions on automatic control, vol. AC-12, N°3, 1967

[NAKANO] Nakano, K., Yokota, S., Miyamoto, T., A study of instantaneous flow rate measurement in a high-frequency region, based on hydraulic pipe line dynamics, Transactions of JSME, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 52(473), 61-1, en japonais

[NICOLET 2007] Nicolet, C., Hydroacoustic modeling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems, thèse N° 3751 EPFL Suisse, 2007

[NIKULCHEV 2004] Nikulchev, E.V., Utilisation des groupes des symétries pour l'identification des systèmes complexes, Technologies de calcul, Vol.9 N°3, 2004, en russe

[NG 1978] NG, S.L., Brennen, C., Experiments on the dynamic behaviour of cavitating pumps, Transactions of ASME, vol.100, 1978

[OHASHI 1968] Ohashi, H., Analytical and experimental study of dynamic characteristics of turbopumps, NASA TN D-4298, 1968

[OLUFSEN 2004] Olufsen, M.S., Nadim, A., On deriving lumped models for blood flow and pressure in the systemic arteries, Mathematical Biosciences and engineering, V.1, N°1, 2004

[OTSUKA 1996] Ostuka, S., Tsujimoto, Y., Kamijo, K., Furuya, O., Frequency dependence of mass flow gain factor and cavitation compliance in cavitating inducers, Journal of Fluids Engineering, Vol.118, 1996

[PETERKA] Peterka, V., Bayesian approach to system identification

[PHAM 2010] V.T. Pham, D. Georges, G. Besancon, Predictive control with guaranteed stability for hyperbolic systems of conservation laws, 49th IEEE conference, Atlanta, 2010

## Conclusion et perspectives

---

[PILIPENKO 1989] Pilipenko, V.V., Auto-oscillations de cavitation, ed. Naukova Dumka, Kiev, 1989 (en russe) ISBN 5-12-000537-3

[PINTELON 1994] Pintelon, R., Guillaume, P., Rolain, Y., Schoukens, J., Van Hamme, H., Parametric identification of transfer functions in the frequency domain – a survey, IEEE Transactions on automatic control, Vol. 39 N°11, 1994

[PINTIAU 2011] Pintiau, A. Simulation hydraulique temporelle et reconstitution débitmétrique instationnaire « 3 capteurs », 2011, Rapport de stage ingénieur Snecma

[POUFFARY 2004] Pouffary, B., Simulation numérique d'écoulements 2D/3D cavitants, stationnaires et instationnaires : analyse spécifique pour les turbomachines, thèse INPG, 2004

[POUFFARY 2008], Pouffary, B., Fortes-Patella, R., Reboud, J.L., Lambert, P.A., Numerical Analysis of Cavitation Instabilities in Inducer Blade Cascade, Journal of fluids engineering, vol.130 N°4, 2008

[PRIEL 1999] Priel, M., Incertitudes de mesure et tolérances, Dossier Techniques de l'Ingénieur, r285, 1999

[RAO 1981] Rao, G.P., Sivakumar, L., Transfer function matrix identification in MIMO systems via Walsh functions, Proc. IEEE, VOL. 69, NO. 4, 1981

[REBATTET 2011] Rebattet, C., Sechet, J., Rapport d'étude APD, Modulateur MDD pour le banc acoustique (BA HM7) au CREMHyG

[REBATTET 2011] Rebattet C., Sechet J., « Modulateur MDD pour le banc acoustique (BA HM7) au CREMHyG, Rapport d'Etude APD », 08/09/2011. Commentaires de N. Lemoine FLTS 1865/2011

[ROBU 2011] Contrôle actif des vibrations dans un système couple fluide-structure, thèse LAAS-CNRS, 2010

[RUBIN 1970] Rubin, S., Prevention of coupled structure-propulsion instability (POGO), NASA SP-8055, 1970

[RUBIN 2004] Rubin, S., An interpretation of transfer function data for a cavitating pump 40<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, AIAA-2004-4025, Florida, 2004

[RUCHONNET 2010] Ruchonnet, N., Multiscale Computational methodology applied to hydroacoustic resonance in cavitating pipe flow, thèse N°4778 EPFL Suisse, 2010

[RZENTKOWSKI 2000], Rzentowski, G., Zbroja, S., Experimental Characterization of Centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency, Journal of Fluids and Structures vol.14, 2000

[SAFF 1975], Saff, E.B., Varga, R.S., On the zeros and poles of Padé approximants to  $e^z$ , Numer. Math. Vol. 25, 1975

[SAGE 1974] Sage, A.P., Melsa J.L., System identification, ed. Nauka, Moscou, 1974, en russe

[SAKAMOTO 1986] Sakamoto, Y., Kitagawa, G., Ishiguro, M., Akaike information criterion statistics, ed. D. Reidel Publishing, ISBN : 9027722536, 1986

## Conclusion et perspectives

---

- [SANDBERG 2006] Sandberg H., Lanzon, A., Anderson, B.D.O., Transfer function approximation and identification using magnitude and phase criteria, Proceedings of the 17<sup>th</sup> Int. Symposium on Mathematical Theory of networks and systems, Kyoto, 2006
- [SEN 1990] Sen, A., Srivastava, M.S.M, Regression Analysis: Theory, Methods and Applications : chapter 2.9 Gauss-Markov Theorem, ed. Springer-Verlag, ISBN 0-387-97211-0, 1990
- [SHIMURA 2003] Shimura, T., Kamijo, K., Cavitation-Induced flow vibration of liquid oxygen pumps for rockets, Transactions of JSME, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, N°87-1318B, 2003
- [SHTOVBA 2003] Shtovba, S.D., Identification des dépendances non-linéaires à l'aide de la sortie logique floue sous le système Matlab, Exponenta Pro, N°2(2), 2003, en russe
- [SILVESTROV 1987] Silvestrov, A.N., Chinaev, P.I., Identification et optimisation des systèmes automatiques, ed. Energoatomizdat, Moscou 1987, en russe
- [SJOBERG 1995] Sjöberg, J., Zhang, Q., Ljung, L., Benveniste, A., Delyon, B., Glorennec, P., Hjalmarsson, H., Juditsky, A., Non-linear black-box modeling in system identification: a unified review, Automatica, Vol. 31, N° 12, 1995
- [STEVANS 1971] Stevans, W., Blade, R.J., Experimental evaluation of a pump test facility with controlled perturbations of inlet flow, NASA TN D-6543, 1971
- [STIRNEMANN 1987] Stirnemann, A., Using the transfer matrix notation to describe the stability of hydraulic systems. Proc. IAHR work group on the behavior of hydraulic machinery under steady oscillating conditions, Lille, France, 1987
- [TOUTIN 2011] Toutin, J., Thèse fonction de transfert pompe - modélisation fréquentielle du banc Cavhyte 01715ed. Vernon: Snecma.
- [TSUJIMOTO 2006] Tsujimoto, Y., Cavitation instabilities in inducers, NATO RTO-EN-AVT-143, 2006
- [TSUJIMOTO 2006] Tsujimoto, Y., Flow instabilities in cavitating and non-cavitating pumps, NATO RTO-EN-AVT-143, 2006
- [VASSIA 1998] Vassia, B., David, N., Rapport d'essais. Boitier inducteur LOX. Campagne BIO2 phase 2, M2-RE-1200000-0002 SEPV 1\_1, 1998
- [WAHLBERG 1991] Wahlberg, B., System identification using Laguerre models, IEEE transactions on automatic control, vol.36, N°3, 1991
- [WANG 1984] Q. Wang, W. Gau et al., POGO Stability, reliability and parameters analysis, 1984, Foreign Technology Division
- [WASHIO 1993] Washio, S., Takahashi, S., Yamaguchi, S., Measurement of pulsating flowrate from a gear pump, Transactions of JSME, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 59(565), 1993-9, en japonais

## Conclusion et perspectives

---

[WASHIO 1994] Washio, S., Takahashi, S., Yamaguchi, S., Measurement of transient flowrates in oil column separation, Transactions of JSME, Nihon Kikkai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 60(574), 1994-6, en japonais

[WASHIO 1996] Washio, S., Takahashi, S., Yamaguchi, S., Measurement of transiently changing flow rates in oil hydraulic column separation, JSME international journal, series B, Vol.39, N°1, 1996

[WYLIE 1978] Wylie, E.B., Streeter, V., Fluid Transients, McGraw-Hill Inc., 1978 ISBN 0-07-072187-4

[ZHAO] Zhao, T., Sanada, K., Kitagawa A., Takenaka, T., A study on measurement accuracy of a method of measuring unsteady flow rate employing a differential pressure in a pipe, Transactions of JSME, Nihon Kikkai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 54(503), 63-7, en japonais

[ZHAO] Zhao, T., Sanada, K., Kitagawa A., Takenaka, T., A real time measuring method of unsteady flow rate employing a centerline velocity in a circular tube , Transactions of JSME, Nihon Kikkai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 52(482), 61-10, en japonais

[ZHAO 1987] Zhao, T., Sanada, K., Kitagawa A., Kagawa, T., Takenaka, T., A real time measuring method of unsteady flow rate and velocity employing a differential pressure in a pipe, Transactions of JSME, Nihon Kikkai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 52(480), 61-8, en japonais

[ZWILLER 2005] Zwiller, Modélisation sous AMESIM du couplage dynamique fluide-dynamique structure, Stage Snecma, 2005

# Annexe 1 : Présentation de quelques méthodes de mesure du débit fluctuant

---

## 1. Introduction

L'objet de cette annexe est de présenter l'état des lieux sur les différentes techniques existantes pour mesurer un débit fluctuant à une fréquence correspondant au domaine d'excitation du banc Cavhyte. Il existe aujourd'hui un certain nombre de méthodes pour mesurer le débit qui varie rapidement, parmi lesquelles nous nous intéresserons le plus aux méthodes des débitmetries optique, acoustique, électromagnétique, thermoanémométrique, par turbine, par gradient de pression, par résonance magnétique nucléaire, par ionisation et enfin par intensimétrie hydroacoustique. A partir des informations recueillies on pourra stipuler sur la méthode qui convient particulièrement à notre application.

## 2. Cahier de charges pour la débitmetrie instationnaire sur le banc Cavhyte

La débitmetrie à mettre en place sur le banc Cavhyte devra répondre à un certain nombre d'exigences pour que les mesures du débit fluctuant puissent avoir lieu. Tout d'abord, la réponse dynamique de la méthode doit être suffisamment élevée pour mesurer les fluctuations du débit à haute fréquence qui se produiront au sein du fluide. En effet la fréquence maximale excitée par le modulateur est de 50Hz, par conséquent le moyen de mesure doit être capable de visualiser les ondes de débit instationnaire à une fréquence d'acquisition d'au moins 500Hz, soit 10 points par période d'onde. De plus, la discrétion de la méthode de mesure doit être assurée, la méthode doit absolument être non-intrusive parce que le comportement des organes cavitants peut être très sensible à la moindre perturbation venant de l'amont et parce que les capteurs intrusifs présentent un risque de cavitation. Certains bancs étudiant le phénomène POGO [STEVANS, 1971] mettent en œuvre une méthode de débitmetrie non-intrusive en amont mais une méthode intrusive à l'aval de la pompe à caractériser. Pour le cas de banc Cavhyte il est préférable d'appliquer la même méthode en amont et en aval de l'organe, à cause des considérations de modulabilité du banc, quitte à mettre un deuxième appareil de débitmetrie instationnaire adjacent, de manière à évaluer la reproductibilité des mesures fournies par le débitmètre principal. On pourrait par exemple envisager d'installer un débitmètre instationnaire supplémentaire d'un autre type servant de référence.

La technique de la mesure du débit choisie doit être compatible avec toutes les caractéristiques du banc d'essais dont la vitesse du fluide, la propreté de l'eau, l'utilisation des matériaux métalliques pour les conduites. Il est aussi préférable d'éviter les particules marqueurs dans la mesure du possible, parce que le banc d'essais comporte des tuyauteries à petit diamètre et des sections de passage très fines qu'il sera difficile d'entretenir. De même, si les marqueurs sont des bulles de gaz, leur présence peut modifier le comportement dynamique du dispositif expérimental. Il est aussi préférable d'avoir une instrumentation solide (pour des fluctuations de débit de l'ordre de  $2\text{kg/s} \pm 10\%$  et de pression de  $5\text{bar} \pm 10\%$ ) et précise à 1-2% de l'étendue de mesure. Cependant cette valeur d'incertitude sera à confirmer par une étude plus détaillée dans les chapitres suivants afin de

savoir si elle permet de mener à bien le processus d'identification. Par ailleurs, à partir de la résolution de mesure il sera possible de statuer sur le type de la carte d'acquisition nécessaire.

### 3. Méthodes de débitmetrie optique par Laser

#### 3.1.Principe

Il existe plusieurs méthodes différentes pour la débitmetrie par Laser dont voici une liste non-exhaustive : PIV (particle image velocimetry), LDV (laser Doppler velocimetry), PDI (Phase Doppler Interferometry), LIF (laser induced fluorescence). Une comparaison très complète des différentes techniques est présentée par [VIGNAL, 2011]. Historiquement, la débitmetrie par laser a été utilisée depuis les années 1960 pour mesurer le débit traversant les turbomachines [ANGELE 2005, QIAN, MEULEMAN 2002], et notamment en 1978 elle a été utilisée par [BRENNEN 1978, NG 1978] pour caractériser la fonction de transfert d'une pompe en régime cavitant. Un schéma de l'installation appelée Dynamic Pump Test Facility, DPTF, est présentée sur la Figure 1 suivante :

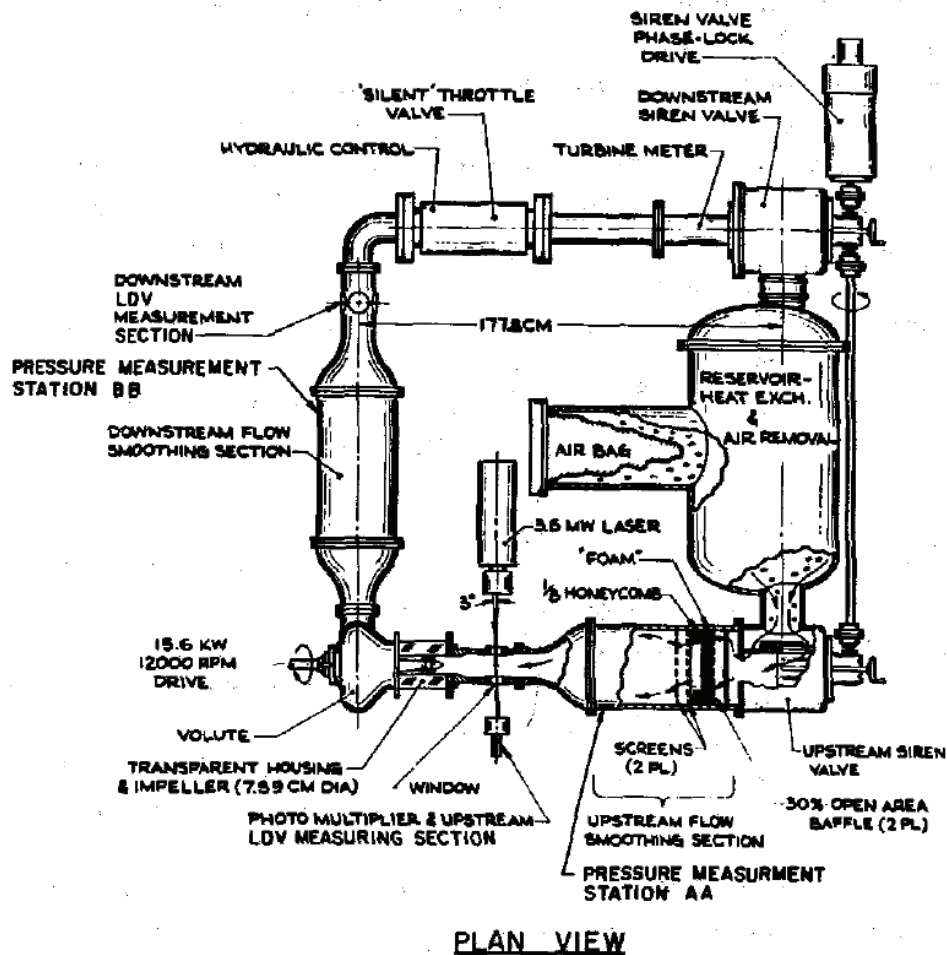


Figure 1 : Brennen Dynamic Pump Test Facility [Source: NG 1978]

On peut notamment distinguer deux sections de mesure par vélocimétrie laser par effet Doppler, une en amont, l'autre en aval de la pompe cavitante. Une chambre de tranquillisation a été mise en aval de la pompe à l'amont de la section de mesure par LDV, afin d'homogénéiser l'écoulement à l'aval de la pompe cavitante. Par ailleurs, les éventuelles erreurs dues à la vibration de la conduite

(inférieures à 5% de la vitesse fluctuante) ont été évaluées comme négligeables à l'aide des mesures par les accéléromètres. L'ordre de grandeur de la pression fluctuante mesurée est de 0.25 bar pour la suppression de 7bar générée par la pompe, cependant les fluctuations de pression au niveau de la turbopompe elle-même en cavitation ont été plus importantes.

Les techniques de débitmètre par laser sont des techniques rapides et polyvalentes, permettant de reconstituer tout le champ de vitesses 3D dans le fluide, cependant leur application nécessite l'ensemencement du fluide par des particules (comme la rhodamine). La taille des particules peut varier de quelques microns à 1mm. Un schéma du principe de la LDV est présenté sur la Figure 2 [VIGNAL 2011]. Deux rayons laser cohérents monochromatiques issus de la même source génèrent le phénomène d'interférence lorsqu'une particule sphérique passe au niveau de leur intersection. On peut alors déduire le diamètre et la vitesse de la particule à partir de la fréquence et du déphasage des franges obtenues. Il faut noter que la mise en place de cette technique exige d'avoir des sections transparentes au niveau de la mesure du débit.

[VIGNAL, 2011] donne plusieurs exemples d'applications expérimentales de PIV et de PDI capables d'enregistrer jusqu'à 100000 images par seconde. Ces méthodes de débitmètre par laser sont suffisamment rapides pour l'application sur le banc Cavhyte.

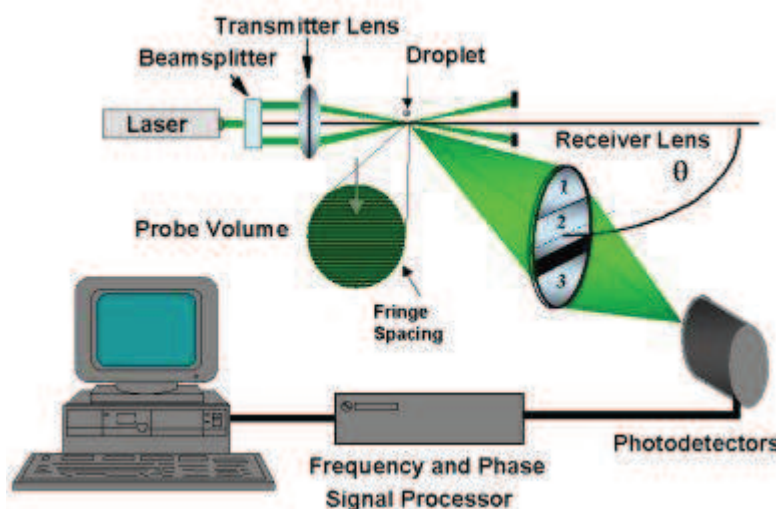


Figure 2 : principe de la LDV [Source : Vignal 2011]

Dans le cas du banc Cavhyte, l'opérateur n'a pas besoin de connaître tout le champ de vitesse dans le fluide et la mise en place de ce procédé s'avère être trop lourde pour une utilisation industrielle pour déterminer la fonction de transfert d'une pompe.

### 3.2.Références

[ANGELE 2005] Angele K.P., Suzuki, Y., Miwa, J., Kasagi, N., Yamaguchi, Y., Development of a high-speed scanning micro-PIV system, 6th international symposium on particle-image velocimetry, 2005.

[BRENNEN 1978] Brennen, C.E., The unsteady dynamic characterization of hydraulic systems with emphasis on cavitation and turbomachines, proceedings of joint symposium on design and operation of fluid machinery, Colorado, USA, 1978 (LDV)



[MEULEMAN 2002] Meuleman, C. H. J., Measurement and unsteady flow modeling of centrifugal compressor surge, Thèse TU Eindhoven, 2002

[NG 1978] NG, S.L., Brennen, C., Experiments on the dynamic behaviour of cavitating pumps, Transactions of ASME, vol.100, 1978 (LDV)

[QIAN] Qian, R., Deschênes, C., Fraser, R., Flow field measurement at the distributor of Francis Turbines (PIV), Laval University, Quebec, Canada

[SHIBUYA 1999] Shibuya, S., Fujisawa, N., Tsuyoshi, T., Visualization and PIV measurement of unsteady flow around a Darrieus wind turbine in dynamic stall, 7<sup>th</sup> International Conference on Nuclear Engineering ICONE, Tokyo, 1999

[VIGNAL 2011] Vignal, L., Optical measuring systems in fluid mechanics, Cours Master Environmental Fluid Mechanics, Université Joseph Fourier, 2011

### 4. Débitmetrie acoustique par ultrason

#### 4.1.Principe

Les différentes techniques de la débitmetrie acoustique par ultrasons utilisent l'effet Doppler (Acoustic Doppler Velocimetry, ADV) pour mesurer la vitesse du fluide dans une conduite. Les systèmes comportent un ou plusieurs émetteurs d'ultrasons ainsi qu'un ou plusieurs récepteurs placés d'un côté et de l'autre de la conduite, l'onde acoustique se propage avec un certain angle par rapport à la direction du courant. Les différents systèmes existants pour mesurer le débit peuvent utiliser le déphasage des ondes acoustiques, la différence de fréquences entre les deux ondes, le temps de transit d'un paquet d'ondes ou encore la déviation de la direction de la propagation d'onde à cause d'entraînement par le fluide. Les débitmètres à ultrason ont été utilisés comme moyen de mesure pour la débitmetrie instationnaire dans les tests de caractérisation de la fonction de transfert des composants hydrauliques [DORDAIN 1974, DUPLAA 2008]. L'erreur relative commise sur la mesure de l'amplitude de fluctuation du débit est de l'ordre de 5% [DORDAIN 1974].

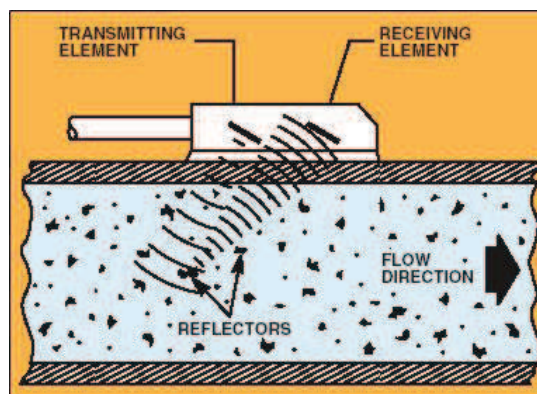


Figure 3 : Principe du fonctionnement de débitmètre à ultrasons. Source : Omega Sensors

[HURTHUR] offre un résumé des différents systèmes de débitmetrie acoustique. Tout comme pour la vélocimétrie laser Doppler, il est possible de mesurer les trois composantes d'un écoulement tridimensionnel. Les débitmètres par ultrasons sont à la fois précis et rapides (pas spatial de 2.5mm

## Annexe 1 Méthodes de débitmètrie instationnaire

et durée du tir de l'ordre de 1ms), cependant tout comme les débitmètres par laser Doppler ils demandent un ensemencement du fluide à l'aide des particules solides, ou bien des bulles de gaz [MEILE 2007]. D'ailleurs les débitmètres suffisamment rapides sont introuvables dans le commerce, et les expériences utilisant ce procédé de mesure ont été effectuées suite à un développement préalable de l'appareil, comme pour l'étude de [DORDAIN 1974] à l'ONERA.

### 4.2.Références

[DORDAIN 1974] Dordain, J.J., Marchetti, M., Matrices de transfert de systèmes hydrauliques. Etude théorique et expérimentale. La recherche aérospatiale, 1974 N°1 pp 23-35

[DUPLAA 2008] Duplaa, S., Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une pompe lors des séquences de démarrage rapide, thèse ENSAM Lille, 2008, Annexe 5 « résultats de la débitmetrie »

[HURTHUR] Hurther, D., Acoustic Flow measurements and technology, Cours Master Environmental Fluid Mechanics, Université Joseph Fourier

[MEILE] Meile, T., De Cesare, G., Blanckaert, K., Schleiss, A.J., Improving Acoustic Doppler velocimetry in steady and unsteady flow by means of seeding with hydrogen bubbles, 5<sup>th</sup> International Symposium on Ultrasonic Doppler methods for Fluid Mechanics and Fluid Engineering

[MEILE 2007] Meile, T., De Cesare, G., Blanckaert, K., Schleiss, A.J., Improvement of Acoustic Doppler Velocimetry in steady and unsteady turbulent open-channel flows by means of seeding with hydrogen bubbles, Flow measurement and instrumentation (2007), doi:10.1016/j.flowmeasinst.2007.08.009

## 5. Débitmetrie électromagnétique

### 5.1.Principe

Le principe de fonctionnement d'un débitmètre électromagnétique repose sur la loi de Faraday, selon laquelle la différence de potentiel aux bornes des électrodes placés d'un côté et de l'autre de l'écoulement est proportionnelle à la vitesse de l'écoulement soumis à un champ magnétique.

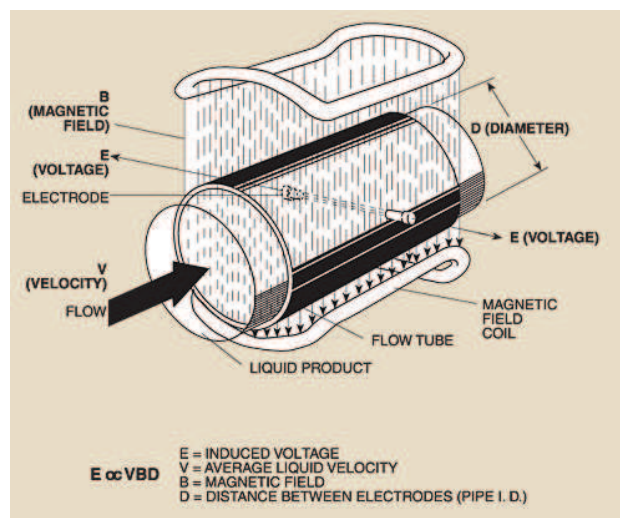


Figure 4 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre électromagnétique. Source : Omega Sensors

Historiquement les débitmètres électromagnétiques ont été utilisés depuis plus de 30 ans pour mesurer les débits fluctuants (jusqu'à 10Hz) dans les turbomachines [BERNIER 1982, LEFEBVRE 1990]. Le fluide doit être un bon conducteur d'électricité (conductivité supérieure à  $10^{-5} \Omega^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$ ) et assez homogène, avoir peu de bulles de gaz et de vorticité. Il existe deux types de débitmètres électromagnétiques : à champ magnétique constant et ceux à champ magnétique fluctuant. Les débitmètres du premier type sont plus difficiles à entretenir, car la mesure du débit fluctuant peut être dégradée en cas de la polarisation des électrodes, ce qui nécessite un réétalonnage fréquent de l'appareil. Pour les débitmètres électromagnétiques à champ magnétique fluctuant on peut constater l'effet de transformateur ou l'effet de capacité. Une pulsation du champ magnétique correspond à une acquisition du débit. La précision de mesure d'un débitmètre électromagnétique de [LEFEBVRE 1990] est d'au mieux 5% du débit total. Dans le cas du banc Cavhyte, quel que soit le dispositif de mesure la fréquence nécessaire pour faire l'acquisition du débit fluctuant serait de 500Hz au moins, soit 10 fois la fréquence de pulsations générées par le modulateur [HOFFMANN 2003], ce qui nécessite la mise en place d'une tuyauterie spéciale [LEFEBVRE 1990] indisponible dans le commerce. Le banc d'essais comporte cependant deux débitmètres électromagnétiques pour mesurer le débit moyen dans la boucle, un dans la partie acoustique et l'autre dans le circuit du retour. Ainsi l'opérateur est capable de voir si le débit dans les deux parties de la boucle est le même et donc si le régime permanent n'est pas atteint.

### 5.2.Références

[BERNIER 1982] Bernier, R.J.N., Unsteady two-phase flow instrumentation and measurement, Thèse California Institute of Technology, 1982

[DUPLAA 2008] Duplaa, S., Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une pompe lors des sequences de démarrage rapide, these ENSAM Lille, 2008, Annexe 5 « resultats de la débitmetrie »

[LEFEBVRE 1990] Lefebvre, P.J., Durgin, W.W., A transient electromagnetic flowmeter and calibration facility, Transactions of ASME 12/vol.112, 1990

[HOFFMANN 2003] Hoffmann, F., Fundamental principles - Electromagnetic flow measurement, Krohne Messtechnik GmbH, 3e edition, Duisburg, 2003

## 6. Débitmetrie par fil et film chaud

### 6.1.Principe

Cette technique de débitmetrie est couramment utilisée grâce à la réponse dynamique très rapide de l'appareil de mesure face à des perturbations, ce qui permet d'effectuer des mesures du débit instationnaire avec une fréquence d'échantillonnage très élevée (plusieurs dizaines de kHz). Cette technique est fréquemment utilisée pour mesurer les turbulences dans les turbomachines [CHOI 2003]. Le principe du fonctionnement se repose sur le fait qu'on peut établir une relation entre la tension aux bornes du fil, le courant qui le parcourt, sa température et la vitesse du fluide environnant, car la résistance électrique du fil change avec la température. La Figure 5 tirée de [TARDU] explique le fonctionnement du fil chaud. On utilise principalement des fils et de films de platine ou du tungstène de diamètre typique d'environ 0.25mm et de longueur de 1mm. Il existe plusieurs types différents de fil chaud où on peut fixer soit la tension aux bornes, soit l'intensité du courant, soit la température du fil. Le développement de la technologie de MEMS lors de ces

## Annexe 1 Méthodes de débitmétrie instationnaire

dernières années a permis de réduire considérablement la taille de ces instruments en diminuant leur inertie thermique et en augmentant leur fréquence de coupure. Le défaut de cette méthode est l'intrusivité à l'intérieur de la conduite et leur fragilité.

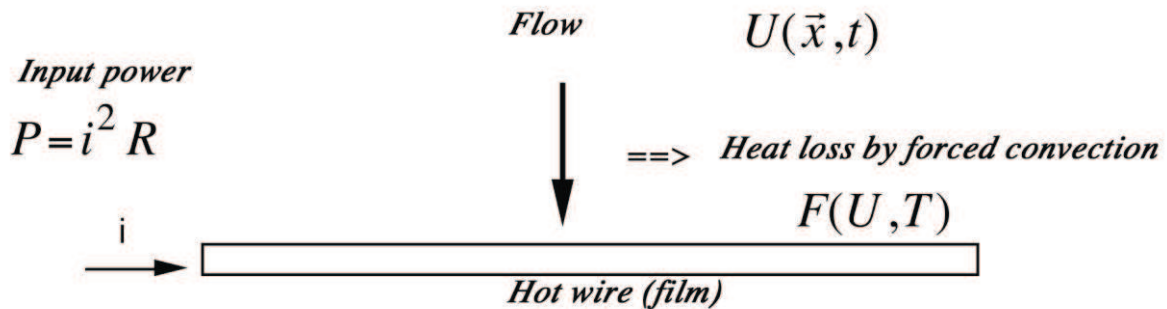


Figure 5 : Principe du fonctionnement de la débitmétrie par fil chaud. Source : S. Tardu

### 6.2.Références

[BRUUN 1996] Bruun, H.H., Hot-film anemometry in liquid flows, Meas. Sci. Technol. Vol. 7,1996

[CHOI 2003] Choi, J.-S., McLaughlin, D.K., Thompson, D.E., Experiments on the unsteady field and noise generation in a centrifugal pump impeller, Journal of sound and vibration 263 (2003) pp. 493-516

[MEULEMAN 2002] Meuleman, C. H. J., Measurement and unsteady flow modeling of centrifugal compressor surge, Thèse TU Eindhoven, 2002

[TARDU] Tardu, S., Hot-wire/film anemometry. Pressure sensors, Cours Master Environmental Fluid Mechanics, Université Joseph Fourier

[URAKSEEV 2001] Urakseev, M.A., Romanchenko, A.F., Abdrashitova, D.R., Shilov, S.A., Perspectives des méthodes thermoanemometriques pour mesurer le débit de gaz ou de liquide, Journal électronique « Issledovano v Rossii » vol.51, 2001, en russe

## 7. Débitmétrie par turbine

### 7.1.Principe

Il est possible de mesurer le débit fluctuant en introduisant dans l'écoulement une turbine de petite dimension et inertie afin de reconstituer le débit à partir de la rotation de celle-ci. Cette méthode est décrite en détail dans le memento de [KREMLEVSKIJ 1989] et utilisée par [SHIMURA] pour étudier le débit dans le banc d'essai dont le but est l'étude des auto-oscillations de cavitation dans les turbopompes spatiales japonaises. Cependant il s'agit d'une méthode fortement intrusive (la turbine peut elle-même caviter) que l'on ne peut mettre qu'à l'aval du profil cavitant afin de limiter les perturbations de la turbine sur l'écoulement.

### 7.2.Références

[SHIMURA] Shimura, T., Kamijo, K., Cavitation-induced flow vibration of liquid oxygen pumps for liquids, Transactions of JSME, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu part B, 日本機械学会論文集, 54(503) N° 87-1318B

[KREMLEVSKIJ 1989] Kremlevskij, P.P., Débitmètres et compteurs de quantité, ed. Mashinostroenie, 1989, en russe

## 8. Débitmetrie par gradient de pression

### 8.1.Principe

Il existe de nombreuses application de la débitmetrie instationnaire qui consistent à relier l'expression du débit à la perte de charges aux bornes des différents dispositifs (Venturi, diaphragme, nid d'abeille, plaque à orifice). Par exemple, l'expression du débit sortant instationnaire de la pompe du banc d'essais NASA [STEVANS 1971] a été déduite des mesures de pression aux bords de la plaque à orifice qui se trouve à l'aval de la partie cavitante du circuit, l'impédance de celle-ci étant connue. La différence de pressions mesurées par les capteurs de pression instationnaire entre l'amont et l'aval de la structure sont supposées alors proportionnelles au débit traversant la plaque. Les fluctuations de pression et du débit sont atténuées par ce dispositif, on ne peut le mettre qu'à l'aval de l'organe fluctuant, tout comme le débitmètre à turbine. La difficulté pour mesurer le débit instationnaire à l'aide des manomètres différentiels réside dans la non-linéarité de la relation liant la perte de charge au débit. C'est pourquoi les débitmètres disponibles dans le commerce sont limités pour la plupart à la fréquence d'acquisition aux alentours de 5Hz [LEPYAVKO 2004]. A cette fréquence les termes d'erreurs viennent à la fois du caractère instationnaire du débit et de celui de la pression. Les valeurs maximales des incertitudes sont spécifiés par le standard GOST 8.563.2-97. Pour une fluctuation de 10% d'amplitude en pression et en débit le terme lié à la pression vaut 0.5% et celui lié au débit vaut 0.25% maximum, soit au total 0.75% d'erreur liée à l'instationnarité de l'écoulement.

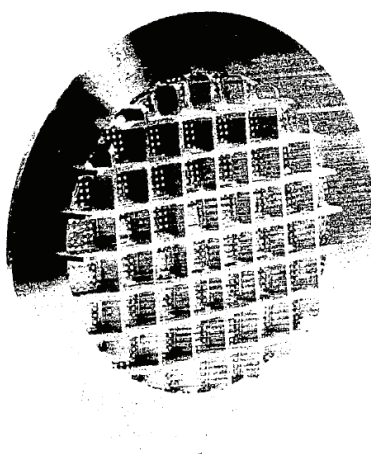


Figure 6 : Plaque à orifice NASA

### 8.2.Références

[STEVANS 1971] Stevans, W., Blade, R.J., Experimental evaluation of a pump test facility with controlled perturbations of inlet flow, NASA TN D-6543, 1971

[KREMLEVSKIJ 1989] Kremlevskij, P.P., Débitmètres et compteurs de quantité, ed. Mashinostroenie, 1989, en russe

[LEPYAVKO 2004] Lepyavko, A.P., Les débitmètres par gradient variable de pression, Académie de standardisation de métrologie et de certification, Moscou, 2004, en russe

## 9. Débitmetrie par résonance magnétique nucléaire

### 9.1.Principe

La technique de la vélocimétrie par résonance magnétique nucléaire repose sur la reconstitution du débit à partir de la mesure du moment magnétique des molécules comportant des atomes à spin non-nul, ce qui revient pour l'eau au spin des atomes d'hydrogène  $^1\text{H}$ . Le spin des atomes d'oxygène  $^{16}\text{O}$  est nul, étant donné que cet atome possède un nombre pair de protons et de neutrons. Lorsqu'un champ magnétique très fort est appliqué au fluide, les moments magnétiques des noyaux s'alignent avec celui-ci et entrent en précession autour du champ magnétique à la fréquence de Larmor (de l'ordre de 100MHz pour un champ de 2.35T). Lorsque le champ appliqué n'est pas homogène alors les différents échantillons résonnent à des fréquences différentes.

Le deuxième phénomène en jeu est celui des relaxations longitudinale et transversale de l'atome qui se produisent à des temps caractéristiques différents, de l'ordre de 100ms à quelques secondes. Ces temps caractéristiques sont les facteurs qui limitent la fréquence d'acquisition. L'énergie électromagnétique est d'abord absorbée par l'atome puis réémise. Le retour à l'équilibre d'un atome se décompose en un mouvement autour du champ magnétique à la fréquence de Larmor et un mouvement de relaxation. Il existe deux techniques différentes de la débitmetrie par résonance magnétique [ELKINS 2007]. La première, appelée vélocimétrie par temps de vol consiste à marquer par un champ magnétique un plan perpendiculaire à l'écoulement et suivre le mouvement de la couche marquée au cours du temps. Une autre technique bien plus précise est appelée contraste de phase. En effet lorsqu'on applique successivement deux gradients de champ magnétique opposés au fluide, on peut facilement remonter à la vitesse d'écoulement au niveau de chaque voxel [STEMMELEN 2010].

La vélocimétrie par résonance magnétique nucléaire est une technique de plus en plus employée pour mesurer l'écoulement de fluides bi ou tridimensionnels instationnaires. La résolution spatiale peut atteindre 0.1mm, le temps d'acquisition du signal est suffisamment rapide pour mesurer les fluctuations de quelques dizaines de Hz. C'est une méthode très utile dans le cas où le liquide est opaque et lorsque l'on ne peut pas utiliser de laser. Cependant l'implémentation de la débitmetrie par résonance magnétique s'avère très coûteuse, et en plus exige d'éviter l'utilisation des matériaux métalliques, en particulier ferro- ou paramagnétiques, ce qui limite l'utilisation de cette technique sur le banc Cavhyte.



### 9.2. Références

- [ELKINS 2007] Elkins, C.J., Alley, M.T., Magnetic resonance velocimetry : applications of magnetic resonance imaging in the measurement of fluid motion, Experiments in Fluids, N°43, 2007, DOI 10.1007/s00348-007-0383-2
- [FEINAUER 1997] Feinauer, A., Altobelli, S.A., Fukushima, E., NMR measurements of flow profiles in a coarse bed of packed spheres, Magnetic Resonance imaging, vol.15, N°4, 1997
- [JULLIEN 2012] Jullien, P., Lemonnier, H., On the validation of magnetic resonance velocimetry in single-phase turbulent pipe flows, Journal of Magnetic Resonance, doi: 10.1016/j.jmr.2012.01.011
- [STEMMELEN 2010] Stemmelen, D., Vélocimétrie par résonance magnétique nucléaire, CFTL 2010, 2010
- [WISE 1996] Wise, R.G., Newling, B., Gates, A.R.C., Xing, D., Carpenter, T.A., Hall, L.D., Measurement of pulsatile flow using MRI and a Bayesian technique of probability analysis, Magnetic resonance imaging, vol.14 N°2, 1996.

## 10. Débitmetrie par ionisation

### 10.1. Principe

Cette méthode de la mesure du débit est utilisée depuis les années 1950 en URSS [KATYS 1959]. Bien qu'elle s'applique habituellement aux gaz, plus récemment on peut recenser quelques applications à la mesure du débit liquide instationnaire [KREMLEVSKIJ 2004]. On distingue deux types de débitmètres par ionisation : ceux qui génèrent une ionisation continue dans le fluide et ceux qui créent des marqueurs d'ionisation en ionisant le milieu d'une manière périodique. L'ionisation peut s'effectuer soit par application du champ électrique au fluide en mouvement, soit par rayonnement radioactif du type bêta, alpha ou gamma. L'élément radioactif le plus couramment utilisé est le Strontium <sup>90</sup>Sr, source de radioactivité bêta (cet élément cancérigène peut causer le syndrome d'irradiation aigue, et les parois métalliques de quelques millimètres d'épaisseur du banc d'essai n'arrêteraient pas la radioactivité bêta). Dans le premier type de débitmètre, dont on peut voir l'exemple sur la Figure 7, c'est l'intensité du courant d'ionisation qui varie en fonction de la vitesse du fluide. Lorsque le débit augmente, la quantité des ions qui arrivent avant de se recomposer (par déionisation) de la partie 6 où l'ionisation se produit jusqu'à la partie 8 (distante de 300mm) augmente et donc la conductivité du milieu augmente. La partie 5 est un conteneur protégé de matière radioactive, et le tube 7 est fabriqué à partir d'une matière isolante.



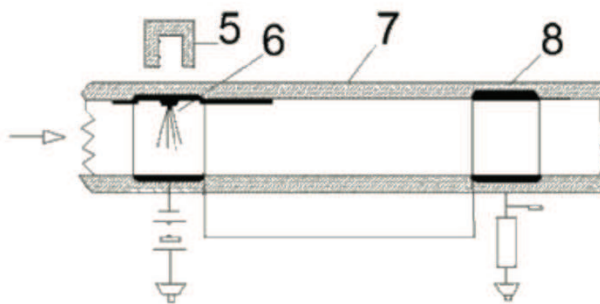


Figure 7 : Schéma d'un débitmètre par ionisation continue

Dans le deuxième type on mesure le temps de passage des marqueurs entre la source et le capteur (par exemple une électrode et un compteur Geiger). Ce type de capteur est le plus précis des deux, l'incertitude de mesure y atteint 2-4%. La fréquence d'impulsions ioniques des appareils utilisés dans les années 1950 atteignait 10kHz, mais la réponse dynamique de l'appareil est d'autant plus rapide que le débit moyen est élevé. En pratique ces types d'appareils sont utilisés pour mesurer des vitesses du fluide supérieures à 10m/s. De plus, le liquide doit être diélectrique, donc l'eau dans le banc d'essai doit être pure. Par conséquent ce procédé n'est pas applicable au banc Cavhyte.

### 10.2. Références

[BAKER 2000] Baker, R.C., Flow measurement handbook, ed. Cambridge University Press, 2000

[KATYS 1959] Katys, G.P., Les méthodes et les appareils de mesure des paramètres des processus thermiques instationnaires (température, pression, débit), ed. Mashgiz, Moscou, 1959, partie 4, ch.3, en russe

[KREMLEVSKIJ 2004] Kremlevskij, P.P., Les débitmètres et les compteurs de quantité de matière, Memento p.2, St-Petersbourg, ed. Politekhnik, 2004, en russe

## Annexe 2 : Application au cas de la simulation de Venturi à l'aide de IZ

---

Les procédés d'identification développés pour notre banc d'essais ont été testés sur le cas d'une simulation numérique [MARIE-MAGDELEINE 2012] de la cavitation du Venturi à l'aide du logiciel IZ, dont l'entrée et la sortie ont été couplés aux tuyaux modélisés à l'aide de la méthode des caractéristiques étudiés dans le chapitre 2. Ainsi il est possible de tester la méthodologie de la mesure post-traitement et de l'identification à mettre en place sur le banc d'essais.

### 1. Présentation du système étudié.

La simulation du Venturi cavitant a été effectuée à l'aide du code IZ du CNES [FORTES 2006]. Il s'agit du code 2D Reynolds-Averaged Navier Stokes pour fluide homogène, qui utilise un schéma k- $\epsilon$  RNG pour la turbulence et le modèle barotrope pour la cavitation. Le fonctionnement du code est décrit en détail par [COUTIER-DELGOSHA 2003].

### 2. Résultats de l'identification

Les graphes suivants montrent les résultats d'identification de Venturi cavitant établies d'après deux essais de type chirp, un pour la condition limite de nœud de pression à l'aval de la conduite et l'autre pour la condition de sortie libre. On peut notamment comparer les courbes de l'évaluation de fonction de transfert empirique de référence (courbe bleue) obtenue à partir des pressions et des débits à l'amont et à l'aval du Venturi avec celles de la fonction de transfert sur la reconstitution du débit par la méthode des trois capteurs (courbe verte) et de la méthode ARMAX (courbe rouge). En effet le signal de type chirp admet une transformée de Fourier riche en fréquences, mais la valeur pour chaque fréquence est bien sûr plus petite que pour une modulation monofréquentielle. Par conséquent la différence entre la courbe verte et la courbe bleue peut atteindre jusqu'à 5dB, mais reste très proche en ordre de grandeur. Par contre, sur le calcul ARMAX effectué la fréquence prise pour l'algorithme correspond à la fréquence d'acquisition par conséquent la courbe qui correspond à la méthode ARMAX sur la Figure 14 suit très grossièrement la tendance de la courbe et cherche les zéros et les pôles de la fonction de transfert sur tout le domaine fréquentiel entre 0 et la fréquence d'acquisition, ce qui diminue sa précision sur les basses fréquences.

# Application of unsteady flow rate evaluations to identify the dynamic transfer function of a cavitating Venturi

Artem MARIE-MAGDELEINE<sup>1</sup>, Regiane FORTES-PATELLA<sup>2</sup>,

Nicolas LEMOINE<sup>3</sup>, Nicolas MARCHAND<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Centre National d'Etudes Spatiales (CNES)

91023, Evry, France

<sup>2</sup>Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels (LEGI)

38400, Grenoble, France

<sup>3</sup>Snecma Division Moteurs Spatiaux

27208, Vernon, France

<sup>4</sup>Grenoble, Images, Parole, Signal Automatique (GIPSA-lab)

38400, Grenoble, France

## Abstract

This study concerns the simulation of the implementation of the Kinetic Differential Pressure (KDP) method used for the unsteady mass flow rate evaluation in order to identify the dynamic transfer matrix of a cavitating Venturi. Firstly, the equations of the IZ code used for this simulation are introduced. Next, the methodology for evaluating unsteady pressures and mass flow rates at the inlet and the outlet of the cavitating Venturi and for identifying the dynamic transfer matrix is presented. Later, the robustness of the method towards measurement uncertainties implemented as a Gaussian white noise is studied. The results of the numerical simulations let us estimate the system linearity domain and to perform the Empirical Transfer Function Evaluation on the inlet frequency per frequency signal and on the chirp signal tests. Then the pressure data obtained with the KDP method is taken and the identification procedure by ETFE and by the user-made Auto-Recursive Moving-Average eXogenous algorithms is performed and the obtained transfer matrix coefficients are compared with those obtained from the simulated input and output data.

**Keywords:** Pogo vibration, cavitation, Venturi, Unsteady flow evaluation

## 1. Introduction

The development of new rocket turbopumps makes it necessary to study different phenomena occurring during cavitation, such as auto-oscillations that can cause the POGO effect and damage the rocket structure if they occur at the structural eigenfrequency [1-4, 17]. This is why an experimental facility is currently being developed in the CREMHyG laboratory in Grenoble, France in order to perform dynamic characterization of different cavitating devices to investigate new identification methodologies. This facility includes devices allowing pressure and flow rate fluctuations in the domain from 5 to 50Hz as well as instrumentation capable of measuring these fluctuations. Different optical (LDV, PIV, PDI, LIF), acoustic (ADV), electromagnetic, thermoanemometric (hot film, hot wire), magnetic resonance and ionization methods were considered [6, 8-12]. Finally, the method using Kinetic Differential Pressures (KDP) [5, 6, 13] was chosen as both the simplest to implement and enough accurate. The performance of this method is presented in the part 3 of this article. This method allows deducing flow rate fluctuations from the unsteady pressure measurements and thus to obtain all the information the operator needs to identify the dynamic transfer matrix of a cavitating device [3]:

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}_s \\ \tilde{Q}_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_m & Z_L \\ Z_C & Z_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}_e \\ \tilde{Q}_e \end{pmatrix}$$

All variables are taken in the Fourier frequency domain. The superscript  $\sim$  means that fluctuating quantities are taken, but it will be omitted for the remaining frequency-domain formulae. Before applying KDP method for experimental data processing, a numerical method was developed in order to test and to evaluate the methodology of the mass flow rate restitution and of the dynamic transfer matrix identification. This article describes this methodology and presents its first application results.

### 2. Object of study

The unsteady flow reconstitution simulation and the system identification algorithms will be tested on the cavitating Venturi CFD computations performed by the 2D unsteady code “IZ”, which has been developed in our team with the support of the CNES-Centre National d’Etudes Spatiales. The code solves the Reynolds Averaged Navier-Stokes equations for a homogeneous fluid; it applies the k- $\epsilon$  RNG turbulence model associated to a barotropic approach to the cavitation modeling. The numerical code is widely described in [7], and has been previously validated under different cavitating flow configurations.

The studied Venturi (Fig.1) is coupled to the pipes at the inlet and the outlet of the system (Fig.2). The circuit impedance is modeled by a 1D hydro-elastic model that solves the Allievi’s equations.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + C_f \frac{u|u|}{2D} = 0$$

where  $u$  is the speed of the fluid flow,  $p$  is the pressure,  $C_f$  is the friction factor,  $D$  the pipe diameter,  $\rho$  the water density,  $x$  the coordinate and  $a$  the sound speed in the pipe, which is defined from the sound speed in the water, pipe wall thickness  $e$  and Young modulus  $E$ :

$$a = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{\rho_{water} c^2 D_i}{e E}}}$$

These equations are solved by using the Method of Characteristics MOC. Head losses are modelled by the diaphragm approach [19].

The different boundary conditions during this study are the total reflection (pressure node) or the total absorption at the outlet (no-reflecting boundary conditions [18]). The mass flow is imposed at the inlet. This choice is a primordial part of the system identification procedure. Typically the imposed flow rate fluctuations are either a sum of several sinusoids or a chirp signal. Depending on the inlet excitation signal, different data post-treatment algorithms may be applied in order to determine the dynamic transfer matrix terms.

Calculations presented in this paper concern cold water, a mean flow rate equal to 15.5L/s and inlet mean sigma coefficient value of about 2.4. The fluctuating pressure and mass flow rates are taken by pressure sensors placed in the pipe equidistantly, 3 in the inlet and 3 in the outlet pipe (Fig.2).

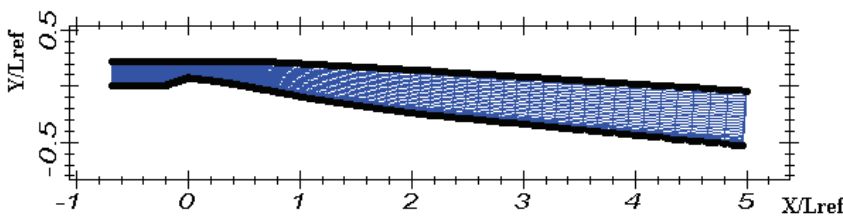


Figure 1: Venturi geometry

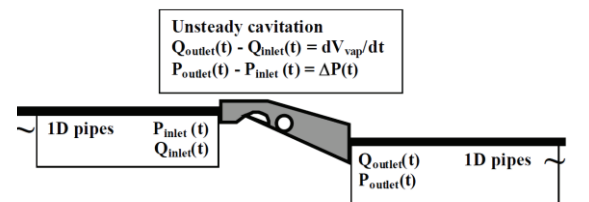


Figure 2: Venturi pipe coupling

### 3. KDP background theory

In this part equations characterizing the KDP method are described. They are applied in the case of a simple duct in order to evaluate the accuracy and the robustness of the method when sensor data is polluted with a noise term.

#### 3.1. General equations

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

---

Three equidistant positions at the inlet pipe and three nodes at the outlet one are chosen as the positions of the pressure sensors. The pressure data at these nodes is used to estimate the unsteady flow rate in the pipe using the acoustic wave equations. The pressure signal is composed of one wave travelling in one direction and another wave travelling in the opposite direction [5, 6, 13]:

$$p(x, \omega, t) = \rho g (A e^{i\omega(t - \frac{x}{a})} + B e^{i\omega(t + \frac{x}{a})})$$

Hence the values read on the pressure sensors can be written the following way after a Fourier transform, and the system of equations is solved in order to obtain the values of ascending and descending waves A and B:

$$P_1(f) = \rho g (A(f) e^{ikl} + B(f) e^{-ikl})$$

$$P_2(f) = \rho g (A(f) + B(f))$$

$$P_3(f) = \rho g (A(f) e^{-ikl} + B(f) e^{ikl})$$

Where  $k = \frac{2\pi f}{a}$ . The expression of the sound speed  $a$  is deduced by the formula:

$$\frac{P_1 + P_3}{2P_2} = \frac{e^{ikl} + e^{-ikl}}{2} = \cos\left(\frac{2\pi fl}{a}\right)$$

$$a = \frac{2\pi fl}{\arccos\left(\left\|\frac{P_1 + P_3}{2P_2}\right\|\right)}$$

It can be proved that the arccosinus term is always defined. The value of the sound speed  $a$  is to be taken at the frequency  $f$  where the signal spectral density is important to be more precise. The expressions of the unsteady pressure and the unsteady mass flow rate at every coordinate  $x$  of the pipe can be estimated using these acoustic wave equations:

$$P(x, f) = \rho g (A(f) e^{-ikx} + B(f) e^{ikx})$$

$$Q(x, f) = \frac{\rho g S}{a} (A(f) e^{-ikx} - B(f) e^{ikx})$$

It seems important to notice that the values of  $P$  and  $Q$  could be taken elsewhere from the measuring sections; hence the KDP method can also be used to extrapolate the unsteady pressure and mass flow rate data closer to the inlet and the outlet of the cavitating device to be characterized. In order to reconstruct time-domain data of the unsteady flow rate an inverse Fourier transform may be taken. However, for the characterization of the dynamic transfer matrix terms Fourier transforms are used. Furthermore the time-domain unsteady flow rate may present high error amplitudes due to error accumulation on the terms where the spectral density is low. The influence of such errors on the final result is discussed in the paragraph 3.3.

Firstly, as a test of the KDP method several calculations have been performed on a 1D line. At one end of the line the flow rate was modulated by a user as a sum of sine waves (40Hz for the fig.4) or as a chirp signal, and on the other end of the hydraulic line a totally reflecting limit condition was implemented. The CFL condition was set to be equal to 1. The test section had a length of 12 m split into 41 points separated by 30cm, the initial sound speed was 928m/s, and thus the time step  $dt$  was  $3.2 \cdot 10^{-4}$  s which is  $0.01T_{ref}$ . The position of the points giving the pressure information  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  are typically the 5<sup>th</sup>, 20<sup>th</sup> and 35<sup>th</sup>. However, the acoustic wave equations allow extrapolating the values of pressures and mass flow rates closer to the duct boundaries, i.e. at the 1<sup>st</sup> and the 41<sup>st</sup> nodes. The results of the sound speed estimation and the flow rate reconstruction from the pressure nodes data showed to be in a good agreement with the originally implemented values. For the sound speed, typical estimation errors were about 1% and for the flow rate the amplitude of a reconstructed signal may present the difference up to 3% with the simulated signal. The comparison between the original simulated flow rate and the reconstructed values are given at the Fig. 3 and 4:

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

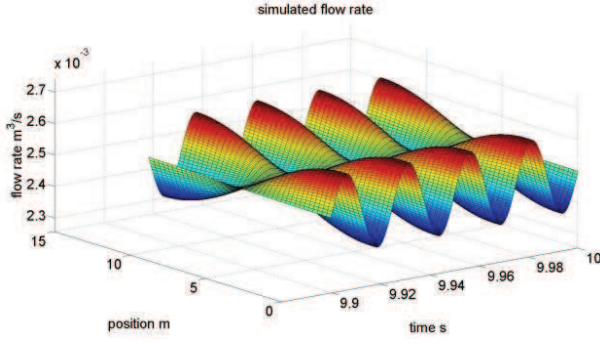


Figure 3: Simulated flow rate

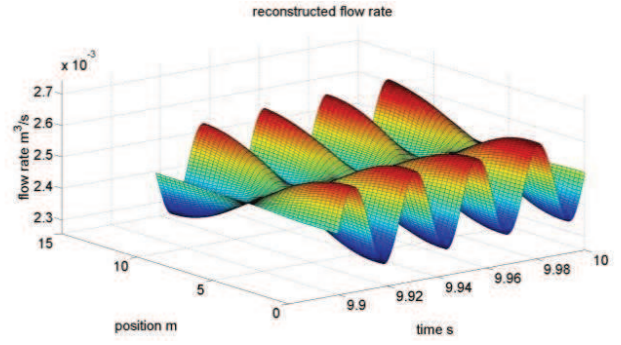


Figure 4: Reconstructed flow rate

The small differences between the two surfaces may be explained by the head losses taken into account for the simulation ( $\lambda=0.019$ ) but not taken into account in the acoustic wave equation used for mass flow rate reconstitution. The Root Mean Square error is about 10% between the frequency domain signals of the simulated and the reconstructed flow rates.

### 3.2. Transfer matrix evaluation method

Once the inlet and outlet pressure and mass flow rate frequency domain data is obtained, it is possible to evaluate the coefficients of the transfer matrix. As there are in all 2 inlet and 2 outlet variables, it seems necessary to perform a series of tests with the linearly independent inlet frequency-domain data vectors ( $P_{e1}$ ,  $Q_{e1}$ ) and ( $P_{e2}$ ,  $Q_{e2}$ ). This can be achieved through 2 different procedures: firstly the inlet mass flow rate amplitude variation fixed by the user does not imply inlet pressure fluctuations to vary proportionally, hence for two different fluctuating mass flow rate amplitudes the input data will be linearly independent. The other way to proceed is to change the pipeline boundary conditions, that is for instance to test the pressure node condition totally reflecting acoustic waves and the “free outlet” condition without any reflection. To test the system linearity it is possible to try more than 3 non-collinear input data vectors ( $P_{ei}$ ,  $Q_{ei}$ ), and to check if the deduced transfer matrix coefficients between different couples of vectors are the same then the system is linear. The expressions of the transfer matrix coefficients are the following:

$$Z_m = \frac{\begin{vmatrix} P_{s1} & Q_{e1} \\ P_{s2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad Z_L = \frac{\begin{vmatrix} P_{e1} & P_{s1} \\ P_{e2} & P_{s2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}$$

$$Z_C = \frac{\begin{vmatrix} Q_{s1} & Q_{e1} \\ Q_{s2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} \quad Z_M = \frac{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{s1} \\ P_{e2} & Q_{s2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}$$

This evaluation method is called the Empirical Transfer Function Evaluation, or ETFE. It gives satisfactory results if the signal to noise ratio is high enough. Otherwise, other methods may be used, e.g. auto-recursive methods such as ARMAX [14, 15], which will be presented in the next part.

### 3.3. KDP Method robustness evaluation

During the future tests on the test facility in CREMHyG laboratory in Grenoble it is expected that the pressure sensors have a high uncertainty values. The possible measurement errors may come from internal causes (sensor calibration, numerical noise, linearization errors, and pipe vibrations) as well as from external ones (electromagnetic pollution from neighboring facilities) [16]. This is why it is important to test the algorithm robustness in case when the signal to noise ratio is low. To this extent, the pressure date is ‘polluted’ with a random Gaussian noise variable, uncertainty propagation is studied and the obtained results are compared with those corresponding to the ‘clear’ evaluations.

The following figure (Fig. 5) presents the mechanism of the uncertainties propagation for the KDP method:



Figure 5: Uncertainty propagation

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

### 3.3.1. Propagation from $P(t)$ to $P(j\omega)$

The error on the time-domain signal is noted  $\epsilon(t)$  and the one on the frequency-domain signal is  $\eta(j\omega)$ . The time-domain error is a Gaussian zero-centered white noise uncorrelated with  $P(t)$ , and its amplitude may be estimated if the operator knows the possible error causes. The values of time-domain and frequency-domain errors are linked by the Parseval Formula for the Discrete Fourier Transform:

$$\frac{T}{t_1} \sum_{t_i=0}^T |\epsilon(t_i)|^2 = \sum_{\omega=0}^{1/t_1} \|\eta(j\omega)\|^2$$

The notations design  $t_1$  as the time step and  $T$  as total simulation time. Hence  $1/T$  is the frequency step and  $1/t_1$  is the maximum frequency vector value. As  $\epsilon$  is a zero-mean noise, when the number of samples  $N = \frac{T}{t_1}$  increases, the relation between the standard deviations  $\sigma_\epsilon$  and  $\sigma_\eta$  is  $\sigma_\eta = \sigma_\epsilon \sqrt{N}$ . On the other side,  $P_i(t)$  are typically sums of sine waves, and the amplitude of the spectral density function of  $P_i$  at modulated frequencies are directly proportional to the samples number  $N$ :  $P_i(j\omega_{mod}) = \frac{N}{2j}$ . Hence, the noise to signal ratio at the modulated frequency  $f_{mod}$  is proportional to  $\frac{1}{\sqrt{N}}$  when  $N$  increases:

$$\frac{\eta_i(j\omega_{mod})}{P_i(j\omega_{mod})} \propto \frac{1}{\sqrt{N}}$$

That means that the longer the time-domain acquisition, the higher the accuracy of the frequency-domain data  $P(j\omega)$ .

### 3.3.2. Propagation from $P(j\omega_{mod})$ to $Q(j\omega_{mod})$

At first, the uncertainty propagation on the sound speed  $\eta_a$  needs to be estimated as a function of the frequency domain functions taken at the modulation frequency:

$$\frac{\eta_a}{a} = \frac{\eta_2}{2P_2} - \frac{2\eta_2 - \eta_1 - \eta_3}{2(2P_2 - P_1 - P_3)}$$

Using the uncertainties propagation law it is possible to calculate the standard deviation of the sound of the speed evaluation, supposing the errors  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  independent:

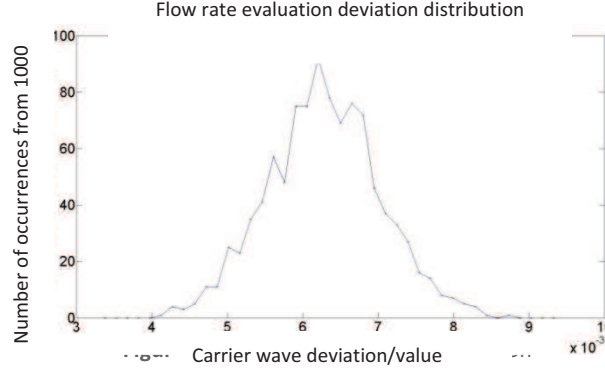
$$\sigma_a^2 = \frac{(\sigma_{\eta_1}^2 + \sigma_{\eta_3}^2 + \left(\frac{P_1 + P_3}{P_2}\right)^2 \sigma_{\eta_2}^2) 4\pi^2 f^2 l^2}{(4P_2^2 - (P_1 + P_3)^2) \cdot \arccos^2\left(\frac{P_1 + P_3}{2P_2}\right)}$$

Numberswise an error on the sound speed is less than 5‰ if the initial time-domain pressure measurement error  $\epsilon(t)$  is 7% of measurement range. The expression of the error on the mass flow rate may be retrieved from the acoustic wave equation:

$$\eta_Q = Q \frac{\eta_a}{a} (ctg(kl) \cdot (kl) - 1) + \frac{S}{a} \frac{jk_a^{\eta_a}}{\sin(kl)} (P_2 \sin(k(l+x)) \cdot (l+x) - P_1 \sin(kx)) - \frac{j \cdot S}{a} \frac{\eta_1 \cos(kx) - \eta_2 \cos(k(x+l))}{\sin(kl)}$$

To quantify the possible errors on the mass flow rate a Monte-Carlo simulation was performed with 1000 runs on the pipeline presented in the previous paragraph. For every simulation, each sensor data was artificially polluted with the white noise. The graph at the Fig. 6 illustrates the error distribution on the mass flow rate at the modulated frequency  $Q(j\omega_{mod})$ :





It can be seen at the diagram above that the estimated error may be decomposed into the systematic error of 0.6% of the flow rate fluctuation amplitude and into the random error with standard deviation of 0.1%. The variation of the input random noise standard deviation has only influence on the random error. Furthermore, the bigger the amount of pressure data is, the smaller the random error is.

### 3.3.3. Propagation to the empirical transfer function result

The measurement errors committed on the pressure and flow rate frequency-domain data will imply uncertainties on the final result of the transfer matrix coefficients. The exact formulation of the uncertainty propagation to the transfer matrix coefficients are presented below:

$$\frac{\eta_{Z_m}}{Z_m} = \frac{\begin{vmatrix} Q_{e2} & \eta_{Ps2} \\ Q_{e1} & \eta_{Ps1} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} P_{s1} & \eta_{Qe1} \\ P_{s2} & \eta_{Qe2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{s1} & Q_{e1} \\ P_{s2} & Q_{e2} \end{vmatrix}} - \frac{\begin{vmatrix} P_{e1} & \eta_{Qe1} \\ P_{e2} & \eta_{Qe2} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} Q_{e2} & \eta_{Pe2} \\ Q_{e1} & \eta_{Pe1} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} P_{e1} & Q_{e1} \\ P_{e2} & Q_{e2} \end{vmatrix}}$$

The three other transfer matrix coefficients are expressed *mutatis mutandis* using the ETFE formulae. If the possible errors are estimated too high to use the direct ETFE calculations, then another possibilities can be proposed to identify the transfer function. One of these can be the implementation of a user-made auto-recursive ARMAX algorithm adapted for the object of study.

## 4. Results and Discussion on the Venturi Numerical Simulation

In the first series of simulations the Venturi is taken coupled with 3m ducts (with 10 nodes) at the inlet and outlet. The small number of nodes makes it impossible to apply the KDP method on this simulation. However, the values of pressure and mass flow rates are taken at the inlet and outlet of the Venturi tube in order to test the proposed identification methods. As it was suggested previously, the system linearity was tested for different values of flow rate modulation amplitudes (from 1% to 10% of flow rate fluctuation). The following graph shows the system linearity domain. Point 1 is the evaluation of the transfer matrix using inlet mass flow rate fluctuations of 1% and 2% of amplitude, point 2 uses 2% and 3% and so on (Fig. 7 and 8).

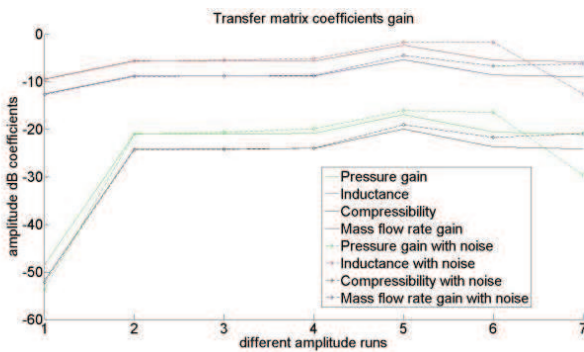


Figure 7: Gain linearity

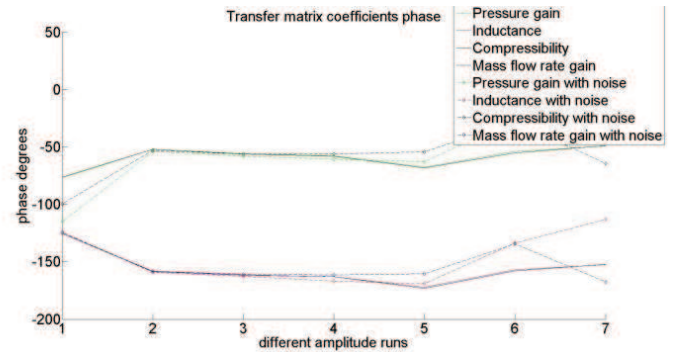


Figure 8: Phase linearity

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

The tests were run with the same frequency 5Hz. These diagrams show that for the amplitudes between 2% and 5% of flow rate modulation the gain and the phase of the system remains the same. Even with the strong input noise (7% of measurement range) the transfer matrix coefficients remain quasi-constant.

The next simulations show the Bode diagram of the frequency transfer matrix of the cavitating Venturi obtained by the empirical estimation formulae ETFE (Fig. 9 and 10).

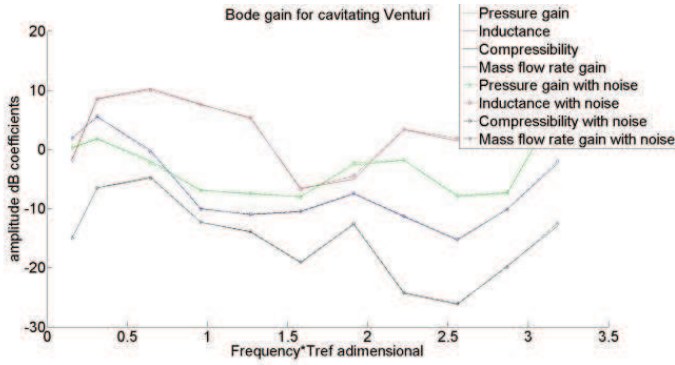


Figure 9: Bode gain for cavitating Venturi

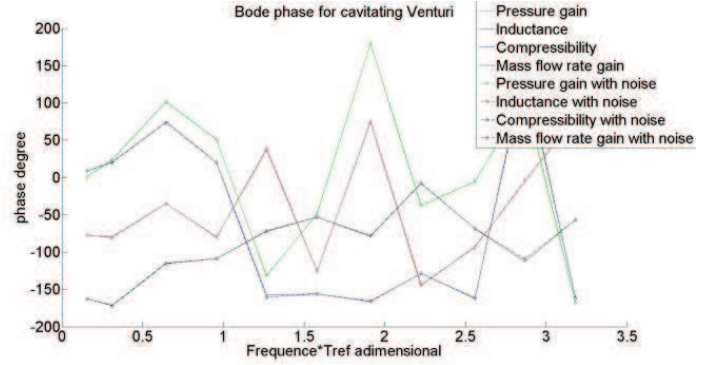


Figure 10: Bode phase for cavitating Venturi

$T_{ref}$  is 0.032s for this simulation. It can be noticed that the noise has a little influence (less than 1dB) on the final ETFE result. Hence the frequency per frequency method is very accurate to estimate the transfer matrix coefficients both for the gain and the phase. The drawback of this method is that the values of the transfer function are only known at the modulated frequencies. This is why it seems logical to try an identification of a transfer function for another type of input signal in order to make the identification process quicker. To perform this task, a chirp-type signal was used, because it presents a very large spectral density which is perfectly corresponding to the operator's needs.

The next simulations (Fig. 11 and 12) were performed for a down-chirp signal (such as  $\sin(\sqrt{t})$ ). The spectral density of the input signal is mostly contained between 0 and 0.2 Hz. It can be noticed in the graphs below that the results give more data points using only two simulations with linearly independent input vectors, however it is less accurate than frequency by frequency tests, with noise errors reaching 5 to 10dB, even if most of the points seem very accurate.

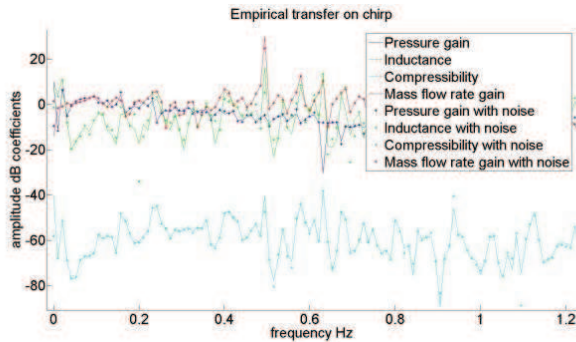


Figure 11: Bode gain for a down-chirp

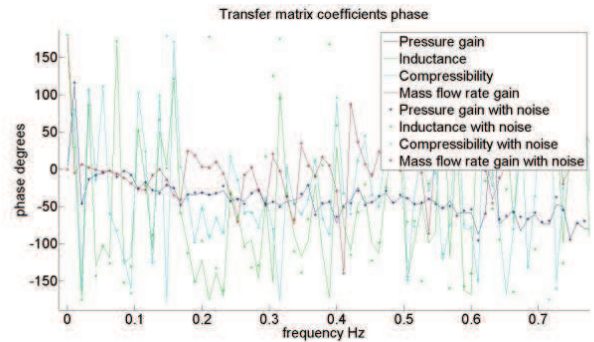


Figure 12: Bode phase for a down-chirp

The phase errors seem however important for the inductance and compressibility, reaching 20 degrees.

In order to make the transfer matrix calculation from the ETFE input signal even more accurate and noise-proof the ARMAX (Auto-Regressive Moving Average Exogenous) identification method was implemented for this MIMO (Multiple Input Multiple Output) case [14, 15]. The chosen algorithm uses least mean squares by Kalman filter approach and forgetting factor. Only one simulation is necessary to perform the identification on the spectral domain set by the input which was chosen to be an up-chirp signal ( $\sin(t^2)$ ).

The last series of simulations of cavitating Venturi combined the mass flow rate reconstruction by KDP method, ETFE and ARMAX identification methods. Thus it is possible to evaluate the accuracy of the KDP method on the test case and the accuracy of the ARMAX identification method applied on the reconstructed pressure and flow rates, which will not be possible during experiments. The simulation was performed on the up-chirp signals with totally reflecting or totally absorbing limit conditions.

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

The following graphs allow us to compare the ETFE of the four transfer matrix coefficients on the reference inlet-outlet signals, with the ETFE on pressure and flow rate signals reconstructed by the KDP method at the inlet and the outlet and with the transfer matrix coefficients obtained by user-made auto-recursive algorithm ARMAX (Fig. 13 and 14).

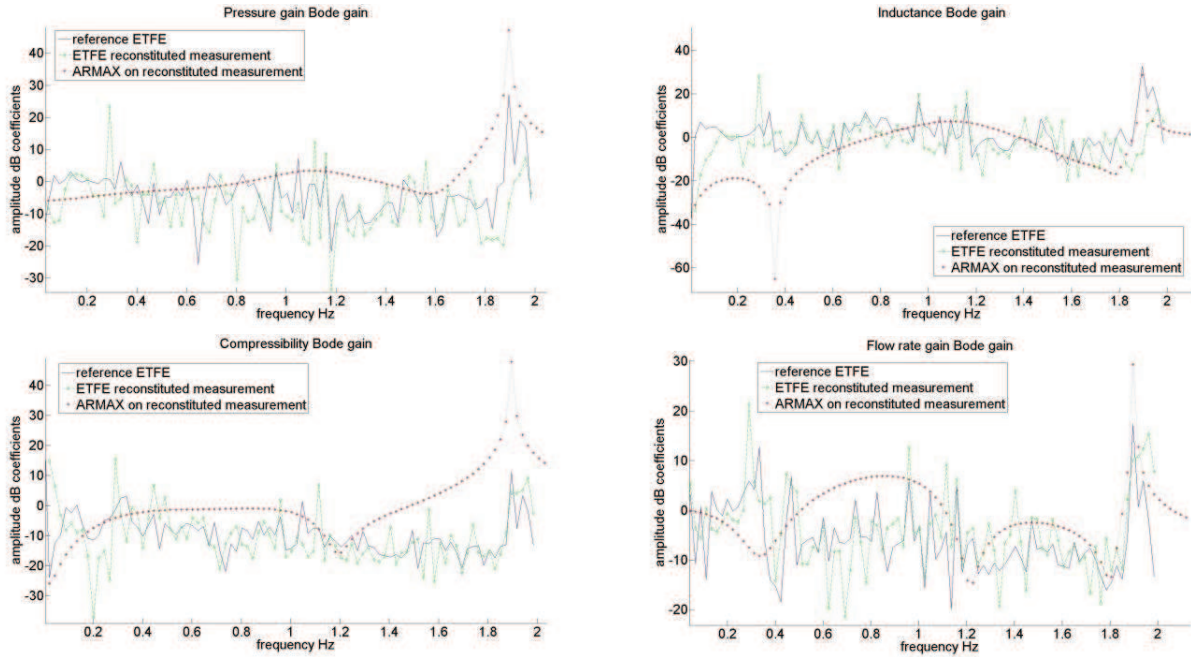


Figure 13: Bode gain diagrams

The error on the sound speed reconstitution was of 1% on both the inlet and the outlet lines compared to the initially implemented value. The results show that the KDP method in this case gives up to 10dB errors for the majority of the frequencies on the transfer function identification. For the phase, the reconstructed ETFE values may present up to 90 degrees error, due to the signal quality. It has to be noticed that the zeros and poles of the system determined by the ARMAX algorithm are situated in the entire frequency domain, even if the input signal presented no power density associated to the concerned frequency. This is why sometimes the user needs to define a very high order on the system (the 30<sup>th</sup> order was used for this simulation) which makes it difficult to link the model to any physical representation.

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

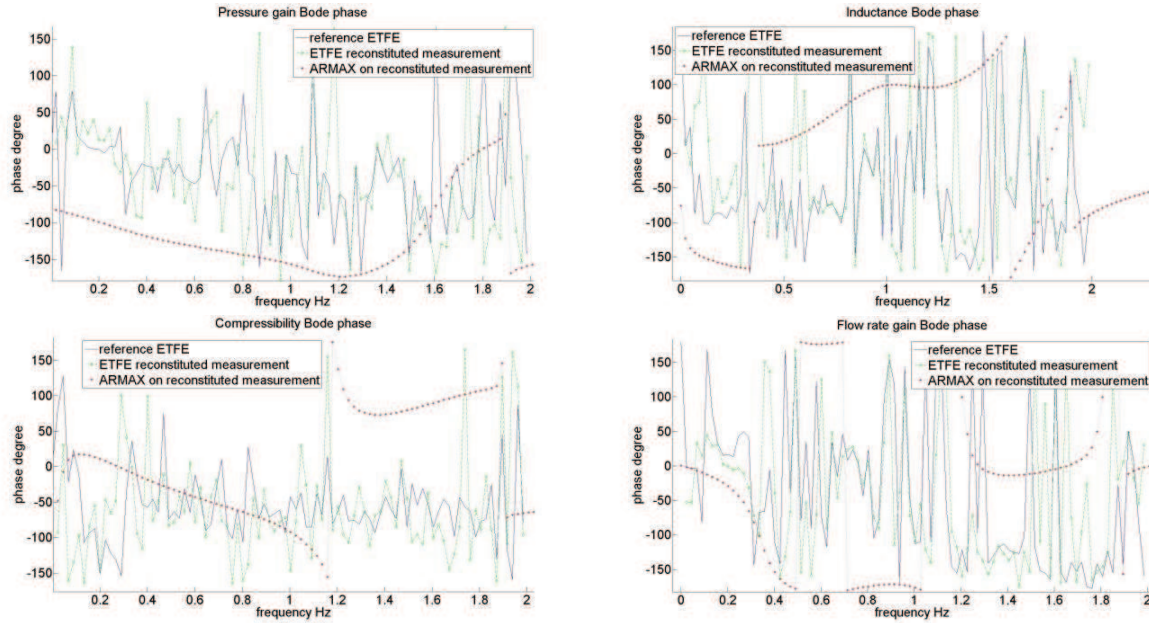


Figure 14: Bode phase diagrams

## 5. Conclusion

In this paper the precision of the KDP method to evaluate unsteady mass flow rate and its robustness towards pressure measurement uncertainties was evaluated. This algorithm can be used to find the sound of the speed value and to estimate the value of the mass flow rate fluctuations, thus making it possible to perform the whole identification procedure. The frequency per frequency tests proved to be the most accurate, but also to need the biggest amount of experience data. The study of a chirp signal need much less data but is also less accurate. Finally, the KDP method seems enough precise to implement it to the experimental facility. The present work will be pursued especially to adapt the recursive algorithm part to the operator needs. The simulations presented in this paper had for purpose to develop the methodology to work with the experimental results that will come from the test facility. The tests began in April 2012.

## Acknowledgments

The authors would like to express their sincere gratitude to Fabio Carvalho (LEGI) who provided his assistance for several simulations with the IZ code, as well as to A. Pintiau, A. Kernilis, J. Toutin (Snecma) for their help with KDP method of the unsteady flow measurement, to J.J. Martinez (Gipsa-lab) for the explanation of the auto-recursive identification methods, and finally to O. Brugiére (LEGI) for his advice about the uncertainties propagation. We would especially like to thank the Centre National d'Etudes Spatiales for the IZ simulation code.

## Nomenclature

**a** – speed of sound in the pipe  
**c** – speed of sound in the water  
 $C_f = \lambda/4$  – friction coefficients  
**D** – pipe diameter  
**E** – pipe material Young modulus  
**e** – pipe wall thickness  
**f** – frequency  
**g** – gravity  
**k** – wavenumber  
**l** – distance between pressure measurements  
**N** – number of samples  
**p** – fluid static pressure, time domain  
**P** – fluid static pressure, frequency domain  
**Q** – mass flow rate, frequency domain

**S** – pipe section  
**t, dt** – time, time step  
**T** – total simulation time  
**u** – fluid velocity, time domain  
**x, dx** – coordinate, space step  
**Z** – impedance

### Greek letters

**$\rho$**  – fluid density  
 **$\omega$**  – pulsation  
 **$\sigma$**  – standard deviation  
 **$\varepsilon$**  – time domain noise on pressure signal  
 **$\eta$**  – frequency domain noise on pressure signal

### Superscript

**~** – fluctuating quantities

### Subscripts

**1, 2** – non-collinear vectors  
**1, 2, 3** – pressure data nodes  
**a** – speed of sound  
**C** – compressibility  
**e** – inlet  
**i** – inner  
**L** – inductance  
**m** – pressure gain  
**M** – Mass flow gain  
**mod** – modulated  
**P** – pressure  
**Q** – mass flow rate  
**s** – outlet

## Annexe 2 : Résultats de simulation IZ

---

**Z** – impedance

**$\eta$**  - frequency domain noise on pressure  
signal



### References

- [1] Ren H., Ren G., Rong K., Ma D., Zhang J., A non-linear model of the simulation of the pogo vibrations in liquid rockets, Structure and environment engineering, vol. 33 N°3, 2006 (in Chinese)
- [2] T. Shimura, K. Kamijo, Cavitation induced flow vibration of liquid oxygen pumps for rockets, JSME N°87-1318B (in Japanese)
- [3] C.E. Brennen, A.J. Acosta, Dynamic transfer function for a cavitating inducer, Journal of Fluids engineering vol.98, 1976
- [4] V.V. Pilipenko, S.I. Dolgoplov, N.V. Horyak, A.D. Nikolaev, Mathematical modelling of longitudinal oscillations of liquid propellant rocket during bipartial instability of the dynamic system LPRE – rocket structure, Airspace Technics and Technology, N°10 (57), 2008 (in Russian)
- [5] J.F. Lauro, A. Boyer, Transmission matrix and hydroacoustic sources of a centrifugal pump at very low load, La Houille Blanche, N°374, 1998 (in French)
- [6] J.J. Dordain, M. Marchetti, Transfer matrices of hydraulic systems. Theoretical and experimental study, Airspace Research N°1-1974 (in French)
- [7] Coutier-Delgosha O., Reboud J-L., Delannoy Y. (2003), "Numerical simulation of the unsteady behaviour of cavitating flows", Int. J. for Numerical Meth. In fluids, Vol. 42, pp. 527-548.
- [8] NG, S.L., Brennen, C., Experiments on the dynamic behavior of cavitating pumps, Transactions of ASME, vol.100, 1978
- [9] Lefebvre, P.J., Durgin, W.W., A transient electromagnetic flowmeter and calibration facility, Transactions of ASME 12/vol.112, 1990
- [10] Choi, J.-S., McLaughlin, D.K., Thompson, D.E., Experiments on the unsteady field and noise generation in a centrifugal pump impeller, Journal of sound and vibration 263 (2003) pp. 493-516
- [11] Elkins, C.J., Alley, M.T., Magnetic resonance velocimetry : applications of magnetic resonance imaging in the measurement of fluid motion, Experiments in Fluids, N°43, 2007, DOI 10.1007/s00348-007-0383-2
- [12] Katys, G.P., Methods and apparatus to measure parameters of unsteady thermal processes, ed. Mashgiz, Moscou, 1959, part 4, ch.3, (in Russian)
- [13] Kashima, A., Lee, P.J., Nokes, R., Numerical errors in discharge measurements using the KDP method, Journal of hydraulic research, iFirst, 2011, pp 1-7, DOI:10.1080/00221686.2011.638211
- [14] Fassois, S.D., MIMO LMS-ARMAX identification of vibrating structures – part I: the method, Mechanical systems and signal processing (2001) 14(4), pp. 723-735
- [15] Moore, S.M., Lai, J.C.S., Shankar, K., ARMAX modal parameter identification in the presence of unmeasured excitation – I: Theoretical background, Mechanical systems and signal processing 21 (2007) pp. 1601-1615
- [16] Priel, M., Incertitudes de mesure et tolerances, Dossier Techniques de l'Ingénieur, r285, 1999 (in French)
- [17] S. Rubin, "An interpretation of transfer function data for a cavitating pump," in Proceedings of the 40th AIAA Joint Propulsion Conference, Fort Lauderdale, Fla, USA, 2004, AIAA-2004-4025.
- [18] Thompson K.W. (1987), "Time dependent boundary conditions for hyperbolic systems", Journal of Computational Physics, Vol. 68, pp. 1-24 and (1990), "Time dependent boundary conditions for hyperbolic systems, Part II", Journal of Computational Physics, Vol. 89, pp. 439-461.
- [19] F Longatte, J L Kueny (1999), "Analysis of rotor-stator-circuit interactions in a centrifugal pump", Proceedings of the 3rd ASMEJSME Joint Fluids Engineering Conference

# Annexe 3 : Identification d'accumulateur lors de la campagne Siebec en régime cavitant

La campagne Siebec en régime non-cavitant comprenait l'étude de 4 points de fonctionnement à 4 courses différentes. En effet, selon le protocole d'essais pour une course fixée, tous les points de fonctionnement étaient testés avant de changer la course. Les différentes courses de piston étaient de 0.3, 0.6, 0.9 et 1.2mm. Les différents points de fonctionnement cependant étaient respectés d'une course à l'autre, à 10 millibars près pour la pression et à environ 10g/s pour le débit. Les différents points de fonctionnement sont présentés sur le Tableau 7.1 ci-dessous, où on fait la moyenne entre les 4 courses étudiées pour chaque paramètre. Concernant les valeurs mesurées de l'oxygène dissous et de la température, elles n'étaient pas contrôlées par l'utilisateur, cependant leur valeur était de l'ordre de 0.9ppm pour l'engazage en dioxygène et 17°C pour la température au niveau du banc.

Tableau 7.1: Différents points de fonctionnement de l'accumulateur, campagne Siebec régime cavitant

Point de fonctionnement	Pression moyenne accumulateur	Débit moyen banc
45Hz cavitant	1.06bar	1.76L/s
45Hz non cavitant	1.33bar	1.76L/s
50Hz cavitant	1.29bar	1.92L/s
50Hz non cavitant	1.59bar	1.92L/s

Le débit reste bien le même lorsque la fréquence de rotation de la pompe reste constante mais la pression varie : en effet la cavitation est étudiée au niveau du début de chute de performance, sans que le débit moyen ne soit affecté, ceci parce que le NPSH de la pompe est trop faible pour que les phénomènes comme le blocage du débit puissent être étudiés. D'autre part, cette étude rend possible la comparaison future des courbes résultats lorsque le débit reste constant mais la pression moyenne varie. Pour étudier la variation des résultats lorsque la pression moyenne reste constante et le débit varie, il paraît possible de comparer les régimes de 45Hz non-cavitant et 50Hz cavitant, où la pression reste assez proche. Cependant ces valeurs n'ont pas été particulièrement recherchées, car le but principal de la campagne a été l'étude de la pompe centrifuge. Lors des expériences, la valeur de NPSH en entrée de la pompe correspondant à 3% de la chute de performances de la pompe a été recherchée en régime cavitant.

## Critère de décolinéarisation

La Figure 7.1 montre les valeurs du critère de décolinéarisation pour les différentes paires des courses pour la série d'essais correspondante au régime de pompe Siebec 45Hz en cavitation. Les valeurs montent jusqu'à 0 pour des fréquences entre 20 et 50Hz, ce qui correspond à une très bonne décolinéarisation, voire une orthogonalité entre les vecteurs d'entrée. Les points obtenus affirment que les résultats d'identification de cette sous-campagne 45Hz cavitant devraient être d'excellente qualité pour des fréquences de modulation entre 15 et 50Hz, mais un peu moins bons entre 5 et 15Hz. Cette fiabilité rentre en compte lors du calcul des résultats moyens, c'est-à-dire par exemple que les points obtenus à partir de la paire des courses 1-3 pour les fréquences de 30 à 40Hz ou



## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

encore de la paire 1-2 entre 35 et 50Hz seront pondérées par un coefficient beaucoup plus faible dans le calcul de la courbe moyenne. Les deux figures suivantes présentent la même allure des points. En revanche, la dernière Figure 7.4 représente les décolinéarisations pour la campagne 50Hz en non cavitant et a une allure différente, dans la mesure où ce sont les points de basses fréquences entre 10 et 20Hz qui donneraient à priori des résultats de meilleure qualité.

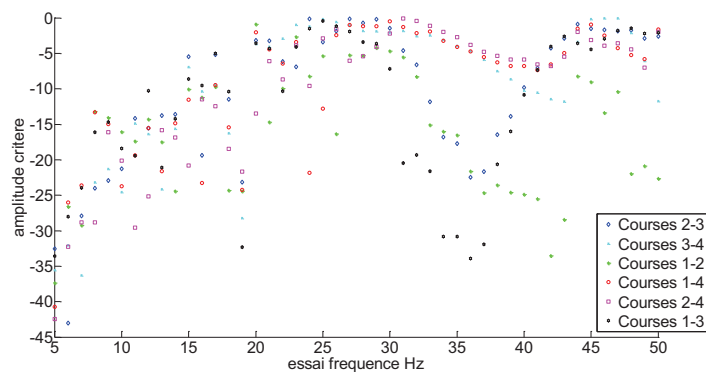


Figure 7.1 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 45Hz cavitant

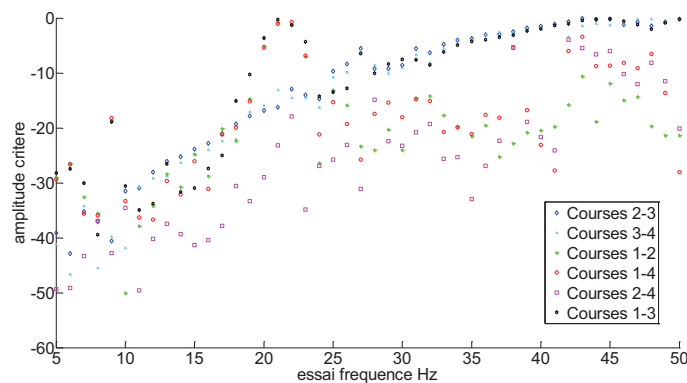


Figure 7.2 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 45Hz non cavitant

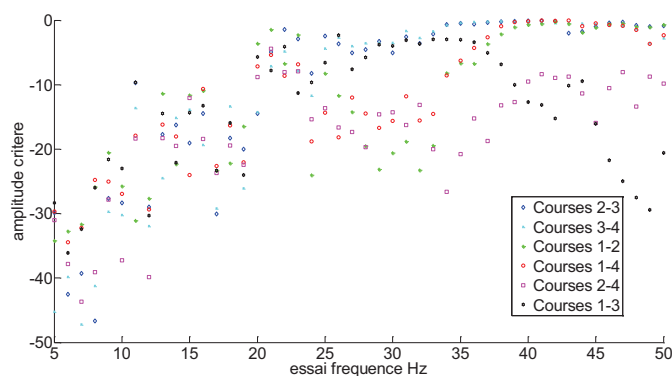


Figure 7.3 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 50Hz cavitant

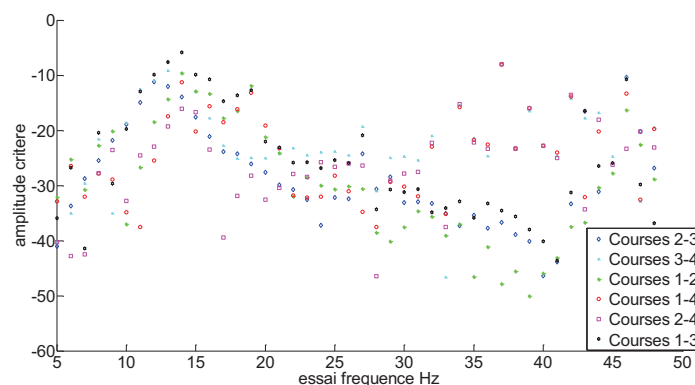


Figure 7.4 : Critère de décolinéarisation pour l'accumulateur lors de la campagne Siebec 50Hz non cavitant

## Gain de pression

Les graphes suivants présentent les résultats du coefficient de gain de pression pour l'accumulateur. En effet le modèle prédit un gain proche de 1 (soit 0dB) mais qui augmente avec la fréquence, à cause de l'effet des conduites. Les courbes obtenues expérimentalement présentent la même allure, cependant, sont plus atténuées que la courbe théorique, d'environ 5dB. Pour les diagrammes de Bode de la phase, on ne constate aucun déphasage sur ce coefficient, par conséquent ce terme est un réel positif dans les quatre régimes de fonctionnement étudiés. De plus, la dispersion des points entre les différents jeux de données ne dépasse pas 3dB pour le gain et 15° pour la phase, ce qui est très précis surtout en comparaison aux organes cavitants comme la VDR ou la pompe Siebec qui a été testée dans les mêmes conditions. La Figure 7.8 est à l'image de l'étude de la décolinéarisation du régime 50Hz non-cavitant où on constate une décolinéarisation moins bonne pour les hautes fréquences, ce qui se traduit par une dispersion de points expérimentaux obtenus par la méthode ETFE.

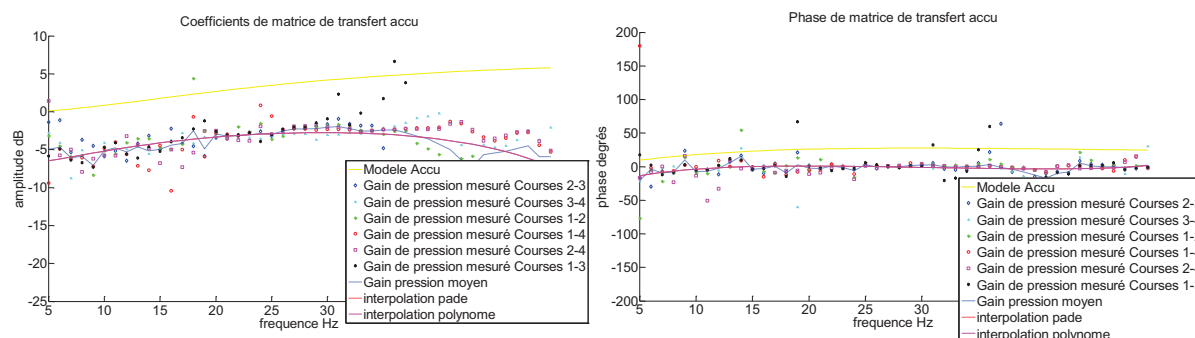


Figure 7.5 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 45Hz cavitation)

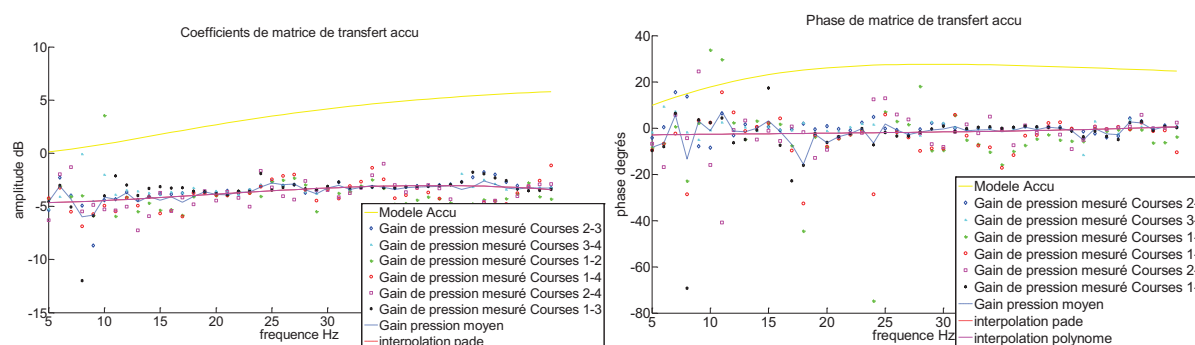


Figure 7.6 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 45Hz non cavitant)

## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

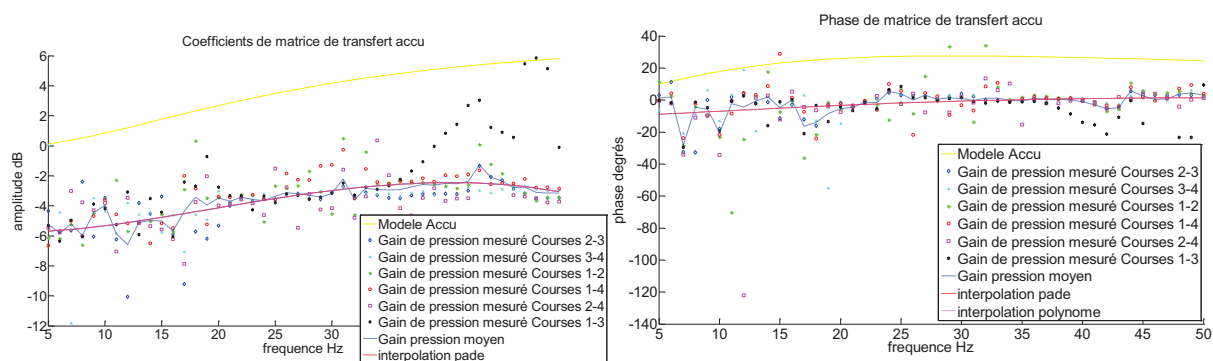


Figure 7.7 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 50Hz cavitation)

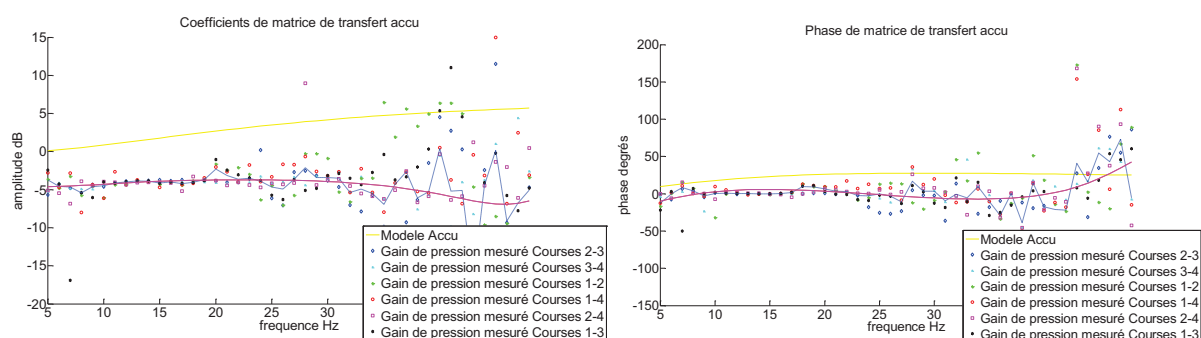


Figure 7.8 : Gain et phase du gain de pression accumulateur (campagne 50Hz non cavitant)

Les courbes suivantes permettent de comparer les valeurs moyennes théoriques et les valeurs trouvées par l'interpolation entre les différents régimes étudiés.

### Comparaison des résultats pour le gain de pression

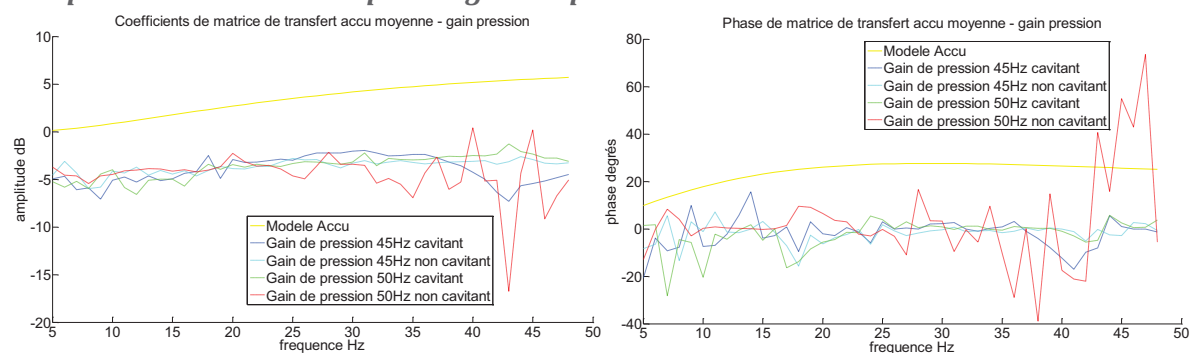


Figure 7.9 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient de gain de pression

## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

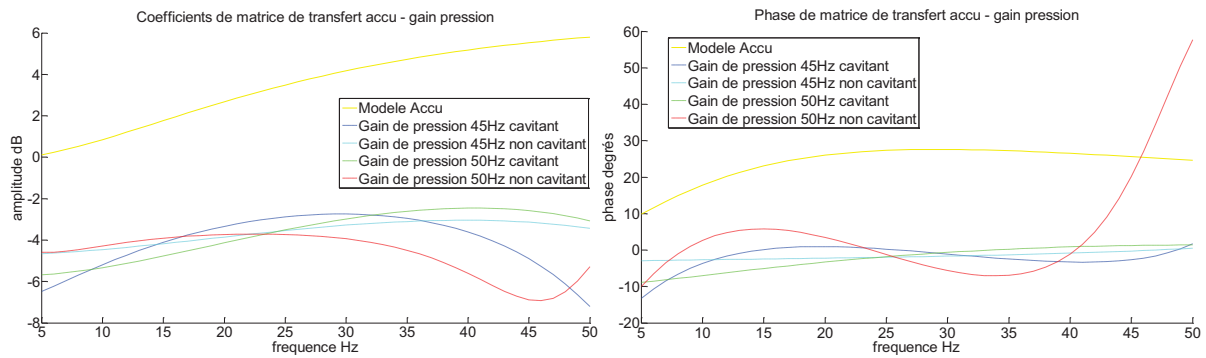


Figure 7.10 : Courbes expérimentales interpolées du coefficient de gain de pression

On remarque que pour tous les coefficients et pour tous les régimes, l'algorithme a trouvé que les polynômes approchent le mieux les courbes expérimentales. Il est intéressant de comparer d'une part les courbes 45Hz cavitant et non-cavitant ainsi que 50Hz cavitant et non-cavitant entre elles, pour connaître plus particulièrement l'influence de la variation de pression à débit constant sur les coefficients de la matrice de transfert, et d'autre part de comparer aussi l'étude du régime cavitant à 50Hz avec le régime non-cavitant à 45Hz (courbes verte et cyan) pour connaître l'influence de la variation du débit, la pression moyenne restant constante. Cependant la différence entre les courbes du gain pour les 4 régimes étudiés ne dépasse pas 2dB et pour la phase 10°, ce qui est de l'ordre de grandeur de l'incertitude de l'identification constatée sur les simulations numériques [MARIE-MAGDELEINE 2012]. Pour le régime 50Hz non-cavitant, on remarque seulement une divergence de la courbe de phase à haute fréquence, mais ceci peut être dû à une moins bonne décolinéarisation.

Au final, du point de vue physique, le gain de pression atténue le signal d'environ 3 à 5dB (soit 30 à 45%) sans le déphaser. Par exemple, si l'utilisateur peut fixer un nœud du débit près de l'accumulateur (par exemple approcher l'accumulateur d'une pompe non-cavitante) alors une fluctuation de la pression de 1 bar en entrée serait atténuée en sortie vers 0.55 à 0.7bar sans être déphasée. Ces résultats collent assez bien au modèle, à l'atténuation du signal près.

Pour les autres coefficients de la matrice de transfert on remarque que la dispersion des points expérimentaux entre les différentes courses reste faible, par conséquent on peut mieux se concentrer sur l'étude comparative des courbes obtenues pour les différents points de fonctionnement.

### Inductance

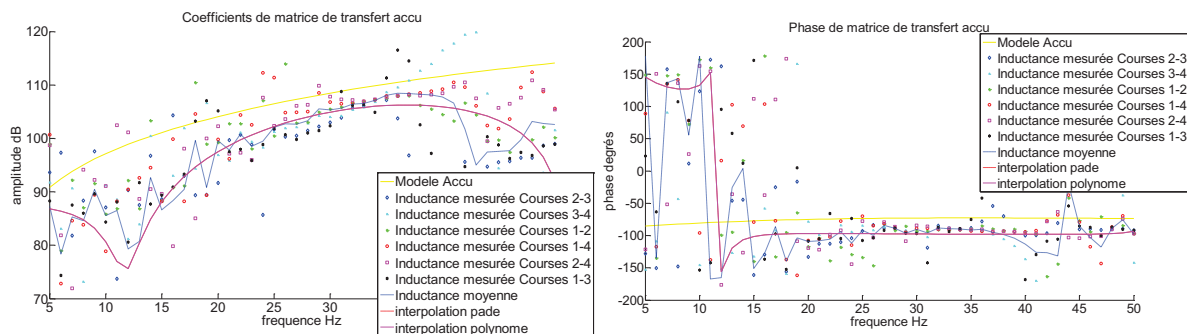


Figure 7.11 : Phase et gain de l'inductance de l'accumulateur, régime cavitant 45Hz

## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

Les courbes de la Figure 7.11 montrent les courbes de gain et de phase d'inductance pour le régime cavitant pour la fréquence de la rotation de la pompe de 45Hz. Comme on remarque le même comportement pour les quatre régimes testés, les courbes obtenues seront comparées au paragraphe suivant. On peut remarquer sur les courbes présentées une dispersion des résultats expérimentaux en module et en phase obtenus surtout à des basses fréquences, ce qui est dû à priori à une moins bonne décolinéarisation. De plus, comme pour la campagne Siebec non-cavitant on remarque que l'effet du terme  $Z_L Q_e$  est beaucoup moins important que celui relatif au gain de pression. Cependant, l'angle entre les termes  $Z_L Q_e$  et  $Z_m P_e$  est inférieur à  $90^\circ$  ce qui veut dire que l'inductance contribue à amplifier légèrement la pression de sortie. Le comportement général de l'inductance obtenu suit les valeurs proposées par le modèle, avec une atténuation d'environ 5 à 10dB pour le module. En ordre de grandeur on peut dire qu'une fluctuation du débit d'environ 100g/s produit une fluctuation de pression de 1 à 10kPa selon la fréquence d'excitation, en retard de phase de  $\pi/4$  environ, sauf pour les basses fréquences, où l'on pourrait observer une opposition de phase.

### 7.1.1.1.1. Comparaison des résultats pour l'inductance

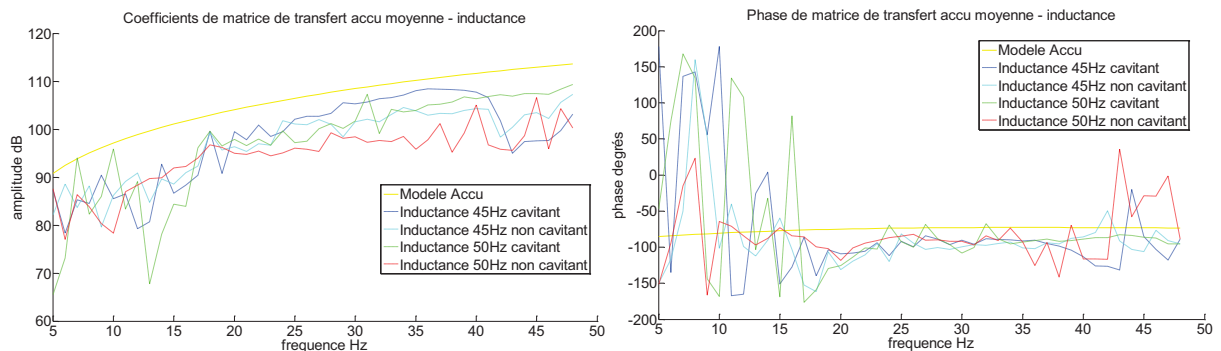


Figure 7.12 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient d'inductance

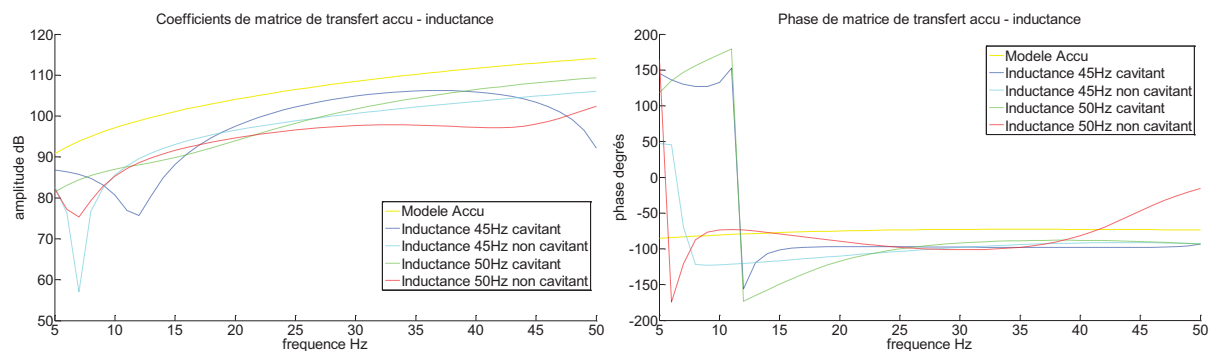


Figure 7.13 : Courbes expérimentales interpolées d'inductance

Les résultats de la moyenne des différentes couples de courses ainsi que leur interpolation sont présentés sur les figures ci-dessus. Il est alors possible de comparer le comportement de l'accumulateur entre les différents points de fonctionnement en pression et en débit. Ce qu'on peut remarquer à priori d'après la lecture de la courbe des gains d'inductance, c'est que pour les fréquences entre 20 et 40Hz, l'inductance augmente lorsque la pression moyenne baisse : en effet la courbe correspondant à la pression moyenne de 1.06bar (45Hz cavitant) montre les valeurs du gain maximal, les deux courbes pour lesquelles la pression moyenne reste très proche (45Hz non-cavitant et 50Hz cavitant) les courbes d'inductance sont elles aussi très proches, et pour le régime où la

## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

pression moyenne est maximale (50Hz non-cavitant) l'inductance est minimale. Pour les quatre régimes étudiés on remarque que le comportement des courbes reste chaotique pour des basses fréquences et la phase d'inductance est proche de  $-90^\circ$  pour les fréquences entre 12 et 50Hz. Les courbes restent en accord avec le modèle théorique. Le gain d'inductance est une fonction monotone croissante d'environ 20dB entre 5 et 50Hz (une décade), ce qui est assez proche d'un dérivateur du premier ordre. Du point de vue approximatif on peut alors affirmer que l'inductance peut s'écrire  $Z_L = -Lp$ , avec L de l'ordre de  $300m^{-1}$ .

L'inductance se comporte comme un filtre dérivateur, c'est-à-dire que les hautes fréquences du débit fluctuant d'entrée ont un impact important sur les fluctuations du débit de sortie. Ceci est surtout dû à l'effet des conduites qui offrent une bonne propagation des fluctuations du débit à hautes fréquences, car en effet un accumulateur à vessie assure la continuité de pression entre l'entrée et la sortie, c'est-à-dire l'inductance d'un accumulateur isolé est théoriquement nulle.

### Compressibilité

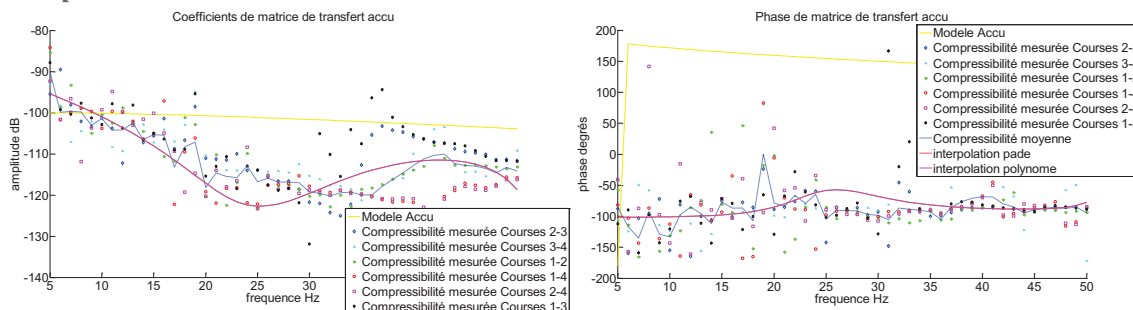


Figure 7.14 : Phase et gain de la compressibilité de l'accumulateur, régime cavitant 45Hz

D'après les diagrammes de Bode de la compressibilité de l'accumulateur affichés sur la Figure 7.14, ce terme de la matrice de transfert est estimé avec une précision meilleure que pour l'inductance, mais moins bonne que pour le gain du débit : la dispersion est de 10dB pour le gain et de  $50^\circ$  pour la phase. L'algorithme d'interpolation rationnelle a trouvé que c'est le polynôme de degré 3 qui colle le mieux à la courbe moyenne. Le gain de la compressibilité est globalement décroissant en fonction de la fréquence, entre -100 et -120dB, c'est-à-dire que pour une fluctuation de pression d'entrée de 0.1bar la fluctuation du débit générée est entre 10 et 100g/s. La phase de la compressibilité est de l'ordre de  $-\pi/2$ , qui est très différente de la valeur affichée par le modèle de la cheminée d'équilibre adoptée.

### Comparaison des résultats pour la compressibilité

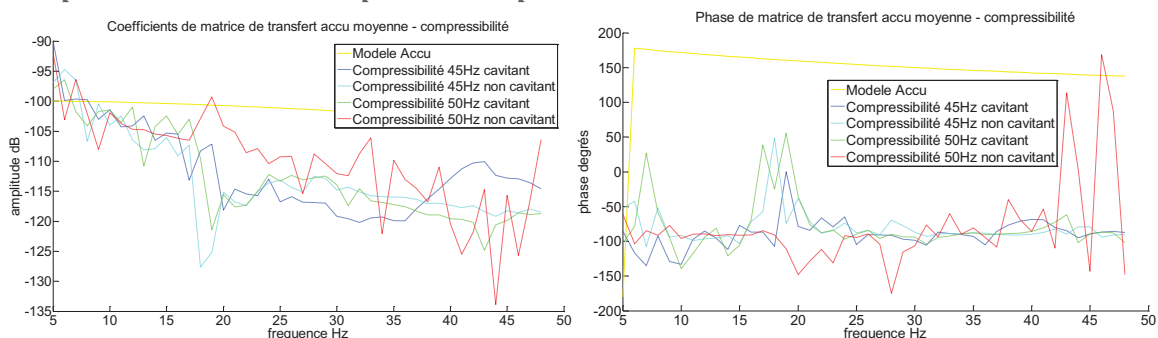


Figure 7.15 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient de compressibilité

## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

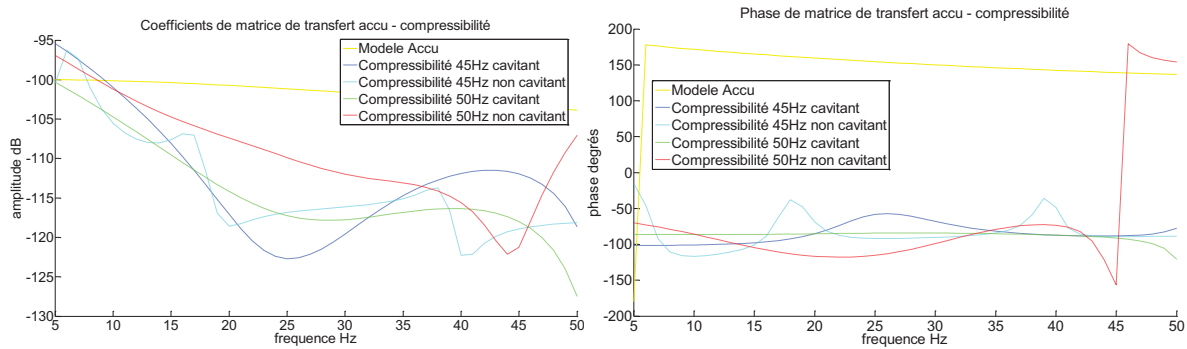


Figure 7.16 : Courbes expérimentales interpolées de compressibilité

Les courbes ci-dessus présentent une comparaison des valeurs de compressibilité trouvées pour les différents régimes de fonctionnement de la boucle. Du point de vue fréquentiel, on peut diviser le domaine de 5 à 50Hz en trois domaines : entre 5 et 15Hz les valeurs sont moins fiables d'après le critère de décolinéarisation mais les courbes du gain et de la phase de la compressibilité sont très proches. Sur le domaine entre 15 et 35Hz on remarque un effet notable de la pression moyenne sur le module du coefficient de la matrice de transfert : contrairement à l'inductance, la compressibilité est une fonction croissante de la pression moyenne. En effet l'accumulateur a été gonflé à 2bar au repos lorsque la pression est de 1bar dans la conduite, et lorsque la pression moyenne augmente, alors la différence de pression diminue et la vessie devient plus compressible. La phase reste assez proche de  $-90^\circ$  pour les quatre points de fonctionnement. Globalement, la compressibilité est une fonction décroissante de la fréquence et elle décroît d'environ 20dB entre 5 et 50Hz, ce qui permet d'approcher l'expression du coefficient de compressibilité par un filtre intégrateur  $Z_c = -C/p$  avec C de l'ordre de  $3 \cdot 10^{-4} \text{m}$ . Il s'agit d'un résultat proche de celui trouvé dans la campagne précédente.

La compressibilité a un comportement de filtre intégrateur, car elle permet de limiter l'impact des hautes fréquences de pression d'entrée sur le débit de sortie, ce qui est l'effet recherché pour un dispositif de ce type.

### Gain du débit

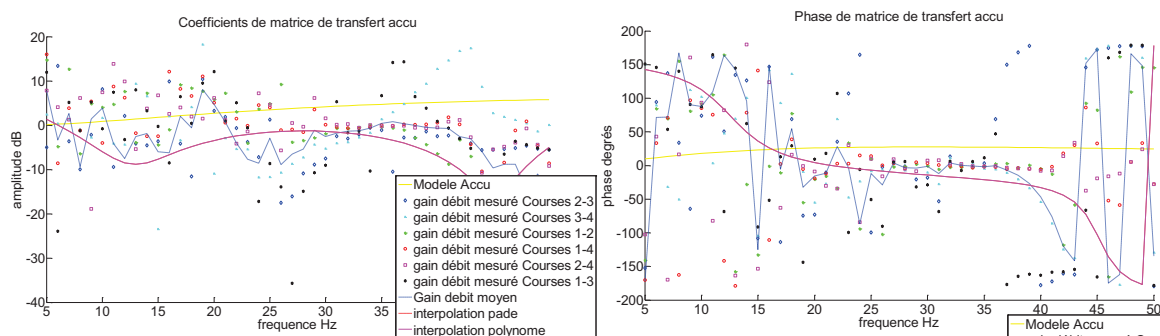


Figure 7.17 : Phase et gain du gain du débit, accumulateur 45Hz régime cavitant

La Figure 7.17 présente le comportement du gain du débit pour le régime 45Hz cavitant. On remarque tout comme pour la campagne Siebec non-cavitant une dispersion importante des points expérimentaux qui est à priori due à une influence du terme  $Z_M Q_e$  sur le débit de sortie moins importante que du terme  $Z_c P_e$ . Cependant on peut voir que le gain du débit d'un accumulateur reste dans le domaine entre 0 et -10dB et la phase est proche de  $180^\circ$  pour les basses fréquences, puis diminue vers 0 entre 20 et 40Hz et rediminue vers  $-\pi$  pour les hautes fréquences. Le modèle de la



## Annexe 3 : Identification d'accumulateur

cheminée d'équilibre colle uniquement pour les fréquences entre 20 et 40Hz, en revanche d'après le critère de décolinéarisation c'est sur ce domaine que les résultats sont les plus fiables.

### Comparaison des résultats pour le gain du débit

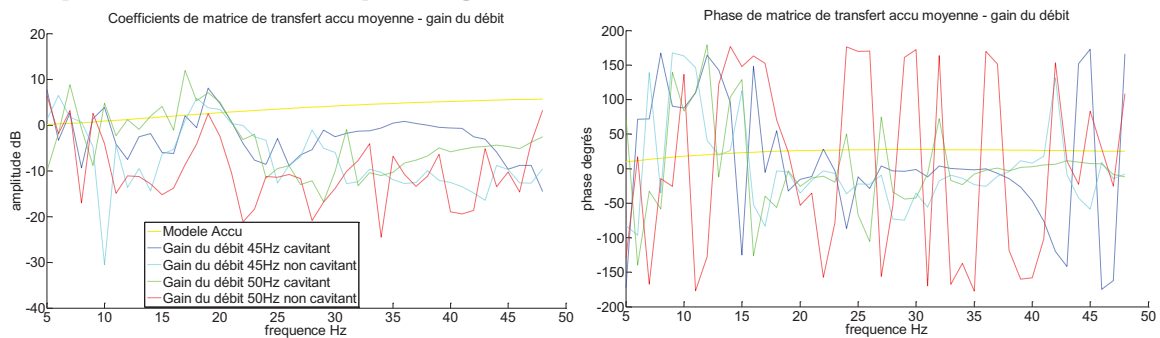


Figure 7.18 : Courbes expérimentales moyennes du coefficient du gain du débit

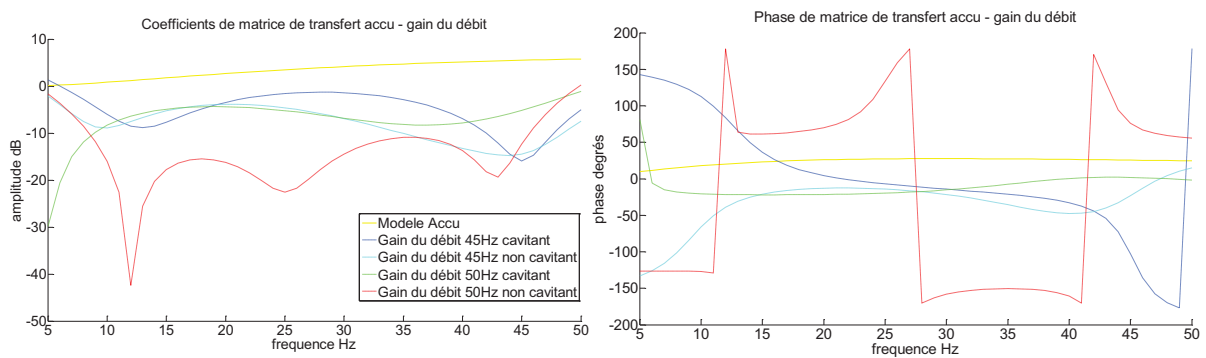


Figure 7.19 : Courbes expérimentales interpolées du gain du débit

D'après les courbes ci-dessus, la diminution de la pression moyenne au niveau de l'accumulateur fait augmenter le gain du débit. En revanche, le comportement en phase est très différent pour les différents points de fonctionnement étudiés. Pour trois des quatre régimes, la phase du gain du débit est proche de  $0^\circ$ , alors que pour le régime 50Hz non-cavitant qui correspond à la pression moyenne maximale on retrouve le résultat d'une phase proche de  $\pi$  que l'on avait eu lors de la campagne de la caractérisation de la pompe Siebec en régime non-cavitant, pour lesquelles les valeurs de la pression moyenne ont été encore plus élevées. Pour ce régime, le gain du débit serait alors un réel négatif d'après le graphe de la phase, compris entre -0.3 et -1 d'après les courbes du gain. Pour les régimes de basse pression moyenne, le gain du débit est plutôt un réel positif compris entre 0.3 et 1.

## Résumé

Dans le cadre de l'amélioration des méthodes de modélisation du comportement hydraulique des moteurs à ergols liquides, il est important de disposer des méthodes d'identification expérimentale adaptées au besoin de caractérisation des fonctions de transfert des pompes en régime cavitant, notamment pour prédire les risques d'occurrence des phénomènes de couplage fluide-structure comme le Pogo. La matrice de transfert dynamique d'une pompe relie dans le domaine fréquentiel les fluctuations complexes (module + phase) de débit et de pression à l'entrée avec celles de sortie de la pompe. Par ailleurs, les mécanismes physiques qui régissent la réponse d'une pompe soumise à des fluctuations de pression et/ou de débit restent méconnus, ce qui rend aujourd'hui très difficile les prévisions théoriques. Dans le cadre des travaux développés, une nouvelle boucle d'essais a été mise en place permettant la mesure de la pression fluctuante et l'évaluation du débit fluctuant par une approche d'intensimétrie hydroacoustique. Une méthodologie d'essais a été mise en place sur le banc de test pour caractériser les fonctions de transfert de différents organes hydrauliques, notamment en régime cavitant, comme une pompe centrifuge. Ces travaux expérimentaux ont permis également d'alimenter et de valider les modèles de type « système » RLC utilisés pour la simulation du comportement acoustique du circuit. Les méthodologies d'essais, de post-traitement et de modélisation développés dans le cadre de cette thèse seront appliquées par l'industriel lors des essais dédiés sur le banc de test à des composants moteur.

## Mots clés

Matrice de transfert, Cavitation, effet Pogo, Hydraulique, Intensimétrie hydroacoustique, Identification, modèle équivalent RLC

## Abstract

During the enhancement of the liquid-propellant pump hydraulic behavior modelisation methods it is essential to have an adapted set of experimental techniques in order to perform a characterization of the transfer function of a cavitating pump, for example to predict the risk of the fluid-structure coupling phenomena, such as Pogo. The dynamic transfer matrix links inlet pressure and mass flow rate fluctuations to those at the outlet of the pump in the frequency domain. The future evolution of the French Ariane 5 rocket makes it necessary to enlarge the transfer matrix terms frequency validity domain. Furthermore, physical mechanisms conditioning pump response to the pressure and mass flow rate fluctuations remain unknown, thus making theoretical predictions very hard. During this PhD thesis, a new test loop was designed in order to evaluate the dynamic transfer functions of different hydraulic components, especially in a cavitating regime, such as a centrifugal pump. The experimental work also allowed validation of the system-type RLC models aiming at the simulation of the test facility acoustic behavior. The test, result processing, and modelisation methodologies developed during this thesis will be applied by the industrialist on the engine and other components test loops.

## Keywords

Transfer matrix, Cavitation, Pogo effect, Hydraulics, Hydroacoustic sound speed measurement, Identification, RLC equivalent models